



Osaamista
ja oivallusta
tulevaisuuden
tekemiseen

Arttu Joenpolvi

Pumppujen energiatehokkuus kiinteistöissä

Metropolia Ammattikorkeakoulu
Insinööri (AMK)
Talotekniikka
Insinöörityö
27.5.2020

Tekijä Otsikko	Arttu Joenpolvi Pumppujen energiatehokkuus kiinteistöissä
Sivumäärä Aika	41 sivua + 1 liite 27.5.2020
Tutkinto	insinööri (AMK)
Tutkinto-ohjelma	talotekniikka
Ammatillinen pääaine	LVI-urakointi
Ohjaajat	yliopettaja Lauri Heikkinen palvelupäällikkö Tuomas Hietala
<p>Opinnäytetyön tavoitteena on tutkia kiinteistöjen pumppujen energiatehokkuutta ja pumpun uusinnan kannattavuutta energiatehokkuuden, energiakustannusten ja päästöjen vähentämisen kannalta. Tarkoituksena on kehittää mahdollisimman helppo ja yksinkertainen työkalu tai prosessi pumpun uusinnan tarjoamiseen. Tarkoituksena on perustella asiakkaalle pumpun vaihdon kannattavuutta energia-, kustannustehokkuuden ja hiilidioksidipäästöjen vähentämisen perusteella. Tutkimusmenetelminä on käytetty haastatteluun perustuvia tutkimuksia, pumppujen teoriaan liittyvää kirjallisuutta ja yrityksen sisäisiä materiaaleja. Näihin materiaaleihin sisältyy myös pumppuvalmistajien ja pumppujen energiatehokkuuteen perehtyneiden yhtiöiden materiaaleja.</p> <p>Tutkimustuloksien perusteella voidaan todeta, että pumpun valinta on yksi tärkeimmistä vaiheista energiatehokkaassa suunnittelussa, koska väärällä pumppuvalinnalla voidaan menettää kaikki suunnitellut energiatehokkuudet. Saatujen tuloksien perusteella todetaan, ettei järjestelmä voi olla energiatehokas, mikäli pumppausjärjestelmä on muilta osin energiatehokkuudeltaan tehoton. Pumppujen säätötavoista kustannus- ja energiatehokkaimpia ratkaisuja ovat siipipyörän halkaisijan koon muuttaminen sekä taajuusmuuttajalla pyörimisnopeuden säätö.</p> <p>Pumppu on kannattavaa valita järjestelmään mahdollisimman energia- ja kustannustehokkaaksi, koska suurin osa pumppujen elinkaarikustannuksista sijoittuu energian kuluttamiseen. Lähtökohtaisesti pumpun uusinnalla saadaan yleensä energiasäästöjä ja näin ollen myös vähennettyä hiilidioksidipäästöjä. Kiinteistöihin, joissa on jo pyörimisnopeuden säädöllä toimivia pienempiä taajuusmuuttajapumppuja, ei pumppuja ole kannattavaa saatujen tuloksien mukaan uusia kustannussäästöjen toivossa, koska saatavat energiakustannussäästöt eivät ole riittävän suuret verrattuina pumpun hankintahintaan ja siitä aiheutuviin kustannuksiin.</p> <p>Opinnäytetyössä on kehitetty uusi prosessi pumpun tarjoamisesta elinkaarilaskelmien ja energialaskelmien avulla. Elinkaarilaskelmia tehdessä on tärkeää tietää, mitä tietoja siihen tarvitaan ja miten tietoja pystytään vertailemaan keskenään. Tämän vuoksi elinkaarilaskelmien tekijän täytyy olla hyvin valmennettu tehtävänsä.</p>	
Avainsanat	pumppu, elinkaarikustannukset, energiatehokkuus

Author Title	Arttu Joenpolvi Energy Efficiency of Pumps in Real Estates
Number of Pages Date	41 pages + 1 appendix 27 May 2020
Degree	Bachelor of Engineering
Degree Programme	Building Services Engineering
Professional Major	HVAC Contracting
Instructors	Lauri Heikkinen, Principal Lecturer Tuomas Hietala, Service Chief
<p>The purpose of the thesis was to examine the energy efficiency of property pumps and the energy benefits and cost savings of replacing a pump. The goal was to develop a tool for a building services company to offer pump renewal to their customers. The study was primarily made conducting interviews, but the commissioning company's in-house materials and pump-related literature was also used.</p> <p>The thesis suggested that it is important to choose a pump that is as energy and cost efficient as possible because most of the life cycle costs were shown to consist of energy consumption. Incorrect pump selection could result in the loss of energy savings. The most cost and energy efficient solution for controlling pumps was shown to be resizing the impeller diameter and adjusting the speed with the drive. The cost savings for properties with smaller frequency converter pumps with speed control were not high enough to suffice the investment.</p> <p>The thesis resulted in a process for offering pump renewal to the customers of the company on the basis of the life cycle and energy saving calculations. The thesis benefits the company as the tool can be used in everyday business.</p>	
Keywords	pump, life cycle costs, energy efficiency

Sisällys

Lyhenteet

1	Johdanto	1
2	Lassila & Tikanoja Oyj	1
3	Kiinteistöjen pumput	3
3.1	Yleistä keskipakopumpuista	5
3.2	Teoriaa pumpuista	8
3.2.1	Tilavuusvirta	8
3.2.2	Nostokorkeus	9
3.2.3	Imukorkeus	9
3.2.4	Pumpun teho ja hyötysuhde	11
3.2.5	Putkiston painehäviöt ja kitkakertoimet	13
3.2.6	Ominaiskäyrät	15
3.2.7	Kavitaatio	17
3.3	Pumppujen säätö	18
3.3.1	Rinnan ja sarjaan kytkentä	20
3.3.2	Kuristussäätö	22
3.3.3	Ohivirtaussäätö	24
3.3.4	Juoksupyörän koon muuttaminen	25
3.3.5	Pyörimisnopeuden säätö	26
4	Energiatehokkuus kiinteistöjen pumpuissa	27
4.1	Pumpun energiatehokas ohjaaminen ja säätäminen	29
4.2	Pumpun hankinnassa huomioitavaa	31
5	Pumpun tarjoaminen energiatehokkaasti	32
5.1	Tietojen keräys ja tarjouspyynnöt pumppuvalmistajille	34
5.2	Elinkaarikustannusten laskenta	35
5.3	Tarjouspyyntö asiakkaalle	37
6	Yhteenveto	38
	Lähteet	40

Liitteet

Liite 1. Pumput, energialaskelmia

Lyhenteet

A	pinta-ala.
a	vuosi, vuotta.
c_1	virtauksen absoluuttinen kiihtyvyys.
C_d	käytöstä poiston ja kierrätyksen kustannukset.
C_e	energiakustannukset.
C_{env}	ympäristökustannukset.
C_{ic}	ostohinnan kustannukset.
C_{in}	asennus- ja käyttöönottokustannukset.
C_m	ylläpito- ja korjauskustannukset.
C_o	toimintakustannukset.
$\cos\varphi$	tehokerroin.
c_p	nesteen ominaislämpökapasiteetti.
C_s	keskeytyskustannukset.
d_b	virtausputken sisähalkaisija.
EUR/a	euroa vuodessa.
g	Painovoiman aiheuttama kiihtyvyys 9,81 m/s ² .
H	pumpun nostokorkeus.

H_1	imusäiliön pinnankorkeus.
H_{pumppu}	pumpun korkeus.
I	virta.
kg	kilogramma.
kWh/a	kilowattituntia vuodessa.
L	putken pituus.
L&T	Lassila & Tikanoja Oyj.
LCC	(Life Cycle Costs) elinkaarikustannukset.
LVJ	lämmitys, vesi, jäähdytys.
NPSH	(Net Positive Suction Head) Positiivinen imukorkeus. Imulaipassa olevan paineen ja nesteen höyrynpaineen välinen ero.
NPSHA	(Net Positive Suction Head Available) Painereservi, joka on pumpun imuaukossa.
NPSHR	(Net Positive Suction Head Required) Painereservi, joka on oltava pumpun imuaukossa, jotta pumpussa ei tapahdu kavitaatiota.
P	teho.
p_1	imusäiliössä abs. paine.
P_a	akseliteho.
P_h	hydraulinen teho.

p_H	nesteen höyrypaine.
P_s	pumpun ottama sähköteho.
t	käyttöaika.
q_v	tilavuusvirta.
Re	reynoldsin luku.
U	jännite.
v	nopeus.
W	vuotuinen energiatarve.
YSE98	Rakennusalan yleiset sopimusehdot YSE 1998.
ϕ	siirtyvä lämpöenergia.
ρ	tiheys.
Δp	pumpun tuottama paine-ero.
Δp_{imu}	imuputken virtausvastus.
Δp_t	kokonaispaine.
Δp_{tod}	paine pumppauksessa pumpulla.
ΔT	lämpötilan muutos.
w_1	veden suhteellinen nopeus.
η_h	hydraulinen hyötysuhde.

η_k	akselin kitkahäviöt.
η_{kok}	kokonaishyötysuhde.
η_p	pumpun hyötysuhde.
η_s	sähkömoottorin häviö.
η_v	voimansiirron häviö.
η_h	hydraulinen häviö.
λ	kitkakerroin.
ν	viskositeetti.
ξ	häviökerroin.

1 Johdanto

Opinnäytetyö tehdään Lassila & Tikanoja Oyj:n alaisuudessa. Yhtiö on ottanut velvollisuudekseen ympäristön vastuullisen ja säästävän käytön. Koko Suomessa pumppujen energiakulutus on noin 10 prosenttia Suomen sähkön kulutuksesta. Rakennuksen elinkaarikustannuksista itse rakentamisen osuus on 40 vuoden kustannusjakaumalla laskettuna noin 10 prosenttia. Rakennuksen käyttö muodostaa noin 50 prosenttia kustannuksista. (10.) Pumput ovat merkittävä osa nykyajan energiasäästötavoitteissa. Pumppujen uusiminen on tällä hetkellä monissa kiinteistöissä ajankohtaista. Pumppujen uusinta tehdään usein vain rikkiäisen pumpun vaihtamisella vastaavaan, mutta tämä ei välttämättä ole energiatehokkain ratkaisu. Tämän vuoksi olisi ajankohtaista miettiä, miten pumppujen uusinta tehtäisiin oikealla tavalla ympäristöystävällisesti ja kustannustehokkaasti. Tästä syntyi idea tehdä opinnäytetyö pumppujen energiatehokkuudesta kiinteistöissä.

Opinnäytetyön tavoitteena on tutustua pumppujen energiatehokkuuteen ja oppia pumpun vaihdon kannattavuudesta energiatehokkuuden, kustannusten ja positiivisen hiilikädenjäljen näkökulmasta. Tarkoituksena on kehittää mahdollisimman helppo ja yksinkertainen työkalu tai prosessi yritykselle pumpun uusinnan tarjoamiseen niin, että saadaan perusteltua asiakkaalle pumpun vaihdon kannattavuus edellä mainittujen energiatehokkuuden, kustannusten ja positiivisen hiilikädenjäljen perusteella.

Tutkimusmenetelminä käytetään haastatteluun perustuvia tutkimuksia, pumppujen teoriaan liittyvää kirjallisuutta ja yrityksen sisäisiä materiaaleja. Näihin materiaaleihin sisältyy pumppuvalmistajien ja pumppujen energiatehokkuuteen perehtyneiden yhtiöiden materiaalia.

2 Lassila & Tikanoja Oyj

Lassila & Tikanoja on perustettu vuonna 1905 tukkuliikkeeksi. Liikkeen perustivat Josef Lassila ja Frithjof Tikanoja Vaasassa. Vuosien kuluessa tukkuliike laajentui joka puolelle Suomeen ja tukkukaupasta kasvoi Pohjoismaiden suurin yksityinen tukkuliike. Vuonna 1923 Lassila & Tikanoja Oyj aloitti tukkukaupan rinnalla teollisen vaatteiden valmistuksen ja oli 1980-luvulle asti Suomen suurimpia vaatetusteollisuusyrityksiä. (8.)

Lassila & Tikanoja Oyj:n toiminta laajeni 1980-luvulla uusille toimialoille yritysostojen ansiosta. Vuonna 1989 yritys osti 74% Säkkiväline Oy:n osakkeista, mitä voidaan pitää yhtenä merkittävimmistä yritysostoista Suomessa. Säkkiväline Oy:n ostamisen myötä Lassila & Tikanoja Oyj:n yritystoiminta laajentui jätteiden kuljetukseen, siivoukseen, teollisuuden puhtaanapitoon sekä vahinkosaneeraukseen. Vuoden 1980 lopulla uutena toimialana tuli mukaan kiinteistöhuolto, joka toimii vielä nykyäänkin. (8.)

1990-luvun alkupuolella vaatetus- ja kenkäteollisuudesta sekä tukkukaupasta luovuttiin yhtiössä kokonaan. Tuolloin jätteiden hyötykäyttöön ja kierrätystoimintaan panostettiin paljon, siivoustoimintaa edistettiin ja ongelmajätehuolto tuli uudeksi palveluksi. Kiinteistöhuoltoon perustettiin ympärivuorokautisesti päivystävä keskusvalvomo, joka kuului kehitettyyn kiinteistöhuollon käytönohjaukseen. Ympäristötuotteiden kehitystyö suuntautui ensisijaisesti jätteiden hyötykäyttöön liittyviin tuotteisiin. (8.)

Vuonna 2001 Lassila & Tikanoja Oyj jakautui kahdeksi erilliseksi yhtiöksi: Lassila & Tikanoja Oyj:ksi ja Suominen Yhtymä Oyj:ksi. Yhtiöiden jakautumisen jälkeen vuonna 2002 Säkkiväline Oyj sulautui emoyhtiöönsä. Samalla lanseerattiin L&T-tuotemerkki, joka sisältää yhtiön palveluita, joita ovat Ympäristöpalvelut, Kiinteistö- ja käyttäjäpalvelut ja Teollisuuspalvelut. (8.)

Nykyään Lassila & Tikanojan Oyj toimialoja ovat kiinteistötექnikka, ympäristöpalvelut, teollisuuspalvelut, kiinteistöpalvelut ja uusiutuvat energianlähteet. Lassila ja Tikanoja Oyj eli L&T: n yritysidea perustuu kiertotalouden toteuttamiseen käytännössä. Käytännön kiertotalouden tekijänä L&T auttaa asiakkaitaan säilyttämään kiinteistöjensä ja materiaaliensa arvon, varmistamaan materiaali-, energia- ja kustannustehokkuutensa sekä kiinteistöjen tehokkaan käytön. L&T antaa asiakkailleen vastuullisia ja kestäviä palveluratkaisuja, jotka parantavat yhtiön asiakkaiden arkea. (8.)

Lassila ja Tikanoja Oyj on kasvanut suureksi yritykseksi. Yritys vahvistaa edelleen jalansijaansa kiertotalouden logistisissa ratkaisuissa, energiatehokkuuden parantamisessa sekä teollisuuden sivuvirtojen käsittelyssä ja uusiutuvan energian toimittamisessa. (8.)

Yrityksenä L&T vastaa toimintaympäristössä tapahtuviin muutoksiin panostamalla palveluidensa ja asiainnin kehittämiseen, hyvään asiakas- ja henkilöstökokemukseen,

tuottavuuden parantamiseen sekä uusien kasvumahdollisuuksien etsimiseen. L&T:n arvoihin kuuluvat kiertotalous ja energian säästäminen, jotka luovat arvopohjan kyseiselle yritykselle. L&T:n visio on toimia alansa edistyneimpänä sekä hyödyllisimpänä palveluyrityksenä, jonka tavoitteena on yrityksen kannattava kasvu. L&T lupaa asiakkailleen taata, että asiakkaiden arki helpottuu. Lisäksi yritys auttaa heitä menestymään tavoitteissaan. L&T:n menestyksen avaintekijöihin kuuluvat mm. osaava henkilökunta, hyvä palveluasenne, kyky uudistua sekä vastuullinen ja turvallinen toiminta kaikilla eri osa-alueilla. (8.)

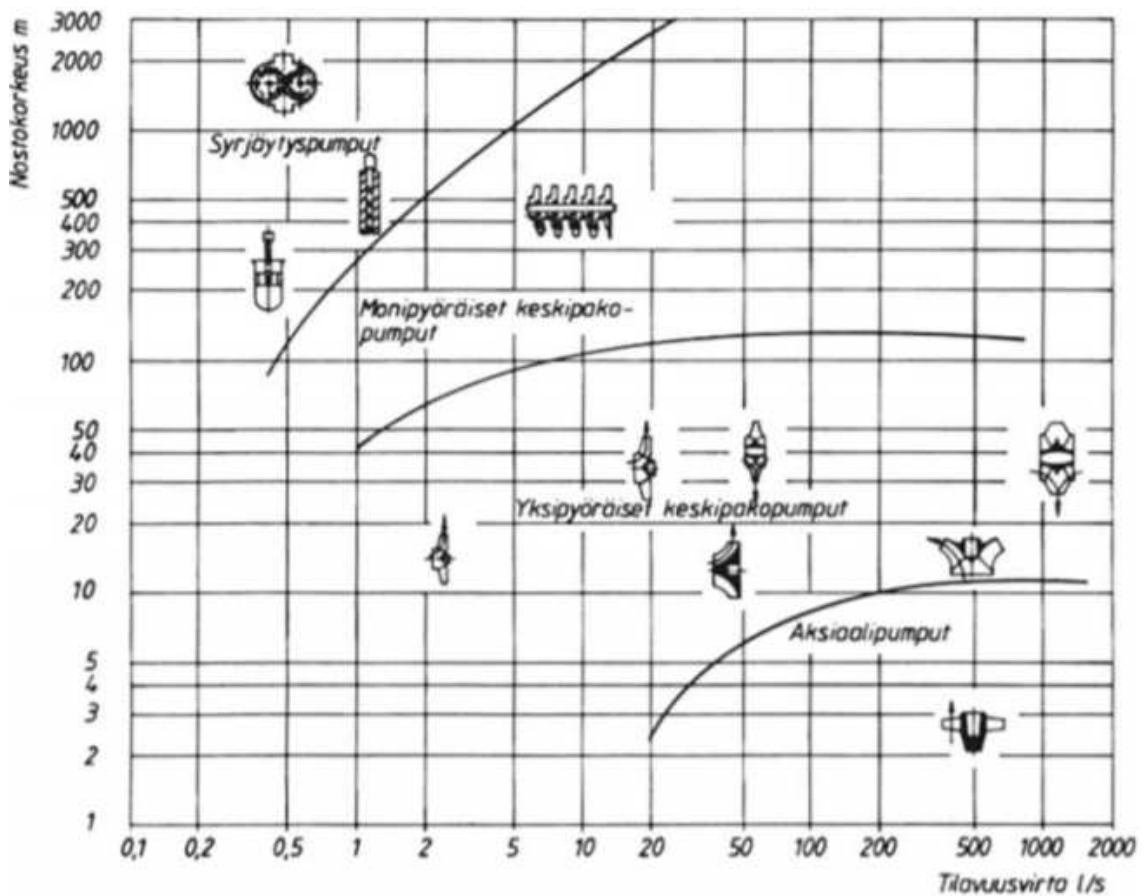
L&T:n strategia on päivitetty syksyllä 2019, jolloin strategiakaudelle 2019–2024 asetettiin uudet tavoitteet. Uusi strategia sijoittuu uudenlaiseen ympäristön ajankohtaan, jossa ihmisillä on ratkaistavana suuria yhteiskunnallisia haasteita liittyen maapallon ilmastonmuutoksen torjuntaan ja luonnonvarojen riittävyyteen. Uusina strategisina tavoitteina L&T seuraa asiakas- ja henkilöstötyytyväisyyttä, hiilijalan- sekä hiilikädenjälkeämme. Suurin huomio L&T:n toiminnassa kiinnittyy hiilikädenjälkeen eli toiminnan positiiviseen ilmastovaikutukseen. (9, s. 1.)

Yhteenvetona Lassila & Tikanoja on palveluyritys, joka tekee kiertotaloudesta totta. Yhdessä asiakkaittensa kanssa L&T pitää materiaalit ja kiinteistöt mahdollisimman pitkään tuottavassa käytössä sekä tehostaa raaka-aineiden ja energian käyttöä. Näin toimien L&T tekee enemmän arvoa kiertotaloudelle sekä asiakkailleen, henkilöstönsä sekä yhteiskunnalle laajemmin. L&T onnistuessa tässä myös omistajille tuotettu arvo kasvaa. Tavoitteena on jatkuvasti kasvattaa toiminnan hiilikädenjälkeä eli positiivista ilmastovaiikutusta. L&T pitää huolen sosiaalisesta vastuustaan mm. huolehtimalla oman henkilöstönsä työkyvystä sekä tarjoamalla töitä myös niille, joiden on vaikea työllistyä. L&T toimii Suomessa, Ruotsissa ja Venäjällä. Yhtiön liikevaihto vuonna 2019 oli 784,3 miljoonaa euroa, ja yhtiö työllistää 8 200 henkilöä. L&T on listattu pörssiin Nasdaq Helsingissä. (9, s. 27.)

3 Kiinteistöjen pumpput

Pumppu on laite, joka siirtää ja nostaa nestettä. Pumpputyyppejä on useita erilaisia, ja ne soveltuvat erilaisiin pumppaustehtäviin niin teollisuuden kuin kiinteistöjenkin LVJ-

tekniikassa. Kuvassa 1 on esitelty eri pumpputyyppejä niiden yleisen nostokorkeuden ja tilavuusvirran mukaisesti. Pumput voidaan jakaa esimerkiksi kuvan 1 mukaisesti syrjäytuspumppeihin, monipyöräisiin keskipakopumppuihin, yksipyöräisiin keskipakopumppuihin sekä aksiaalipumppuihin. (6, s. 7.)

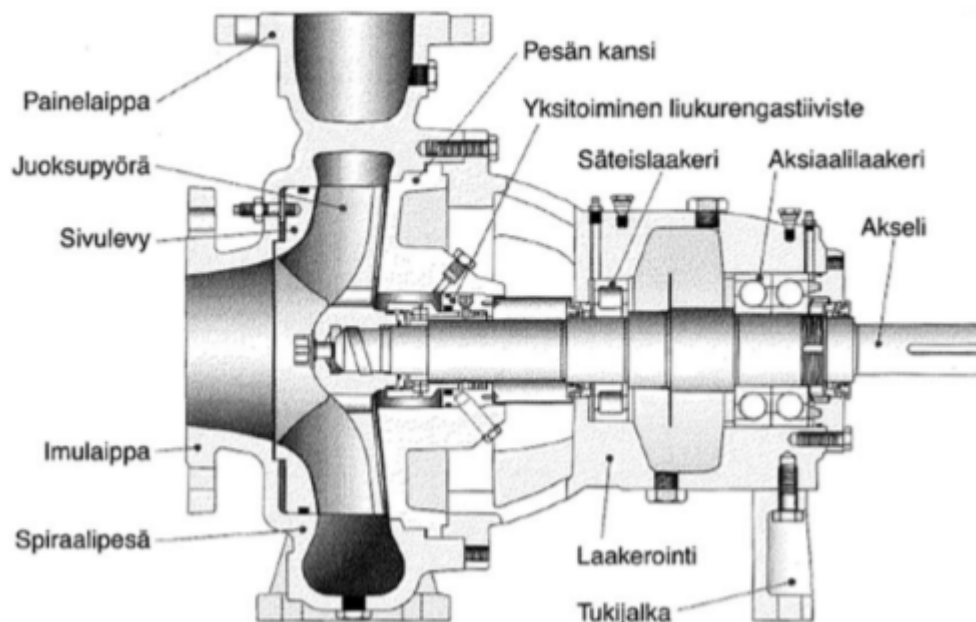


Kuva 1. Eri pumpputyypin toiminta-alue tilavuusvirran ja nostokorkeuden suhteen (5, s.7).

Kiinteistöissä LVJ-tekniikkaan käyvät parhaiten yksipyöräiset keskipakopumput, minkä takia tässä insinööritöössä keskitytään vain yksinomaan tällaisten pumppujen toimintaan. Kiinteistöjen pumput ovat yleensä melko huoltovapaita, mutta kuitenkin seuranta ja valvontaa pumppuihin liittyen tarvitaan. (3, s. 112–119.)

3.1 Yleistä keskipakopumpuista

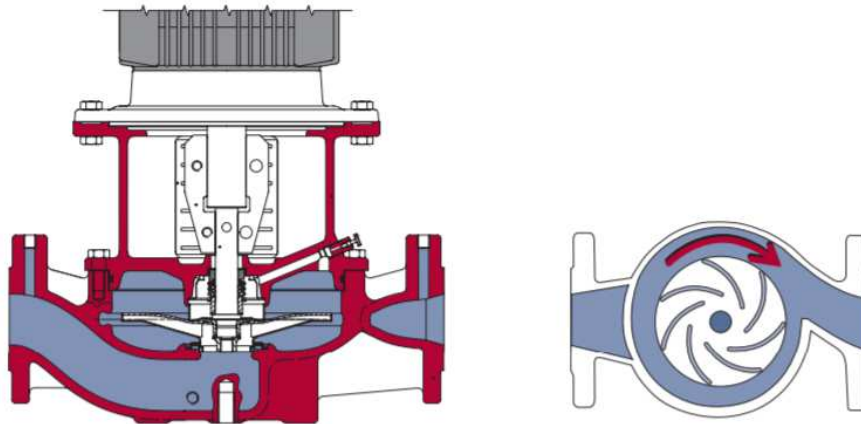
Vuonna 1689 fyysikko Denis Papin keksi keskipakopumpun, joka on nykyaikana maailman yleisimmin käytetty pumpputyyppejä. Keskipakopumpun rakenteen osat ovat pääosin pesä, siipipyörä, akseli, tiivisteosa, laakeroinnit sekä imuyhde ja paineyhde. Pumpun rakenteen osat on havainnollistettu kuvassa 2. Pumpun ulkokuori on pesä, jonka sisällä pyörii juoksupyörä. Näiden osien välissä täytyy olla pieni rako, jotta juoksupyörä pystyy pyörimään pesässä. Rako heikentää pumpun suorituskykyä, sillä välilyös saa aikaan nesteen vuotamisen painepuolelta takaisin imupuolelle. Pumpun hyötysuhde tulee saada mahdollisimman hyväksi, jolloin vuotovirtaus rajoitetaan mitoittamalla välilyös mahdollisimman pieneksi. (12; 7, s. 52.)



Kuva 2. Keskipakopumpun rakenteen osat (6, s. 9).

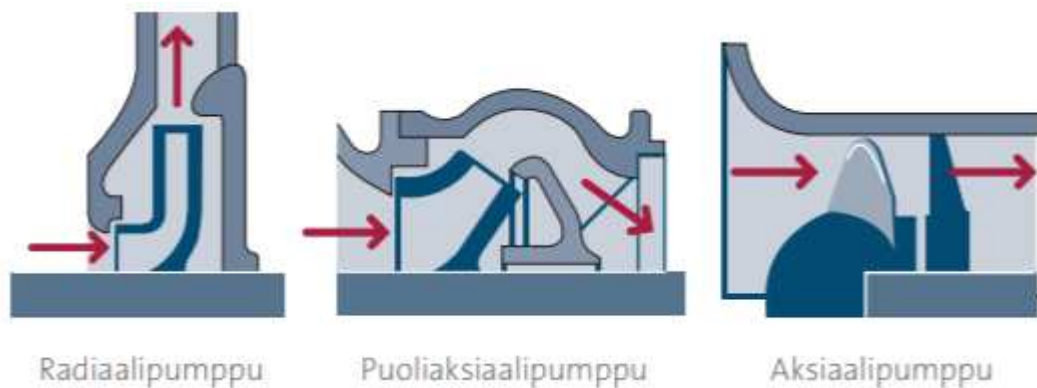
Pumpuissa usein sähkömoottori tuottaa tehon, jonka akseli välittää pyörimisliikkeellä juoksupyörään, jonka pyörimisliike pumpun pesässä tuottaa juoksupyörän kehän tangentin suuntaisen nopeuselementin virtaavalle nesteelle. Edellä mainittu prosessi tuottaa keskipakovoimaa ja tämän seurauksesta nesteelle paine lisääntyy, minkä johdosta neste pääsee virtaamaan paineputkeen voittaen virtausvastukset, korkeuseron sekä vastuksena olevan paineen. Kuvassa 3 on havainnollistettu, mistä kohdasta neste virtaa

pumpun läpi. Lyhyesti ilmaistuna pumpun nesteen jatkuva virtaus syntyy, kun imupuolella paine aiheuttaa nesteen virtauksen juoksupyörän napaan ja samalla juoksupyörän ulkokehältä neste poistuu paineputkeen. (6, s. 10.)



Kuva 3. Nesteen virtaus pumpun lävitse (12).

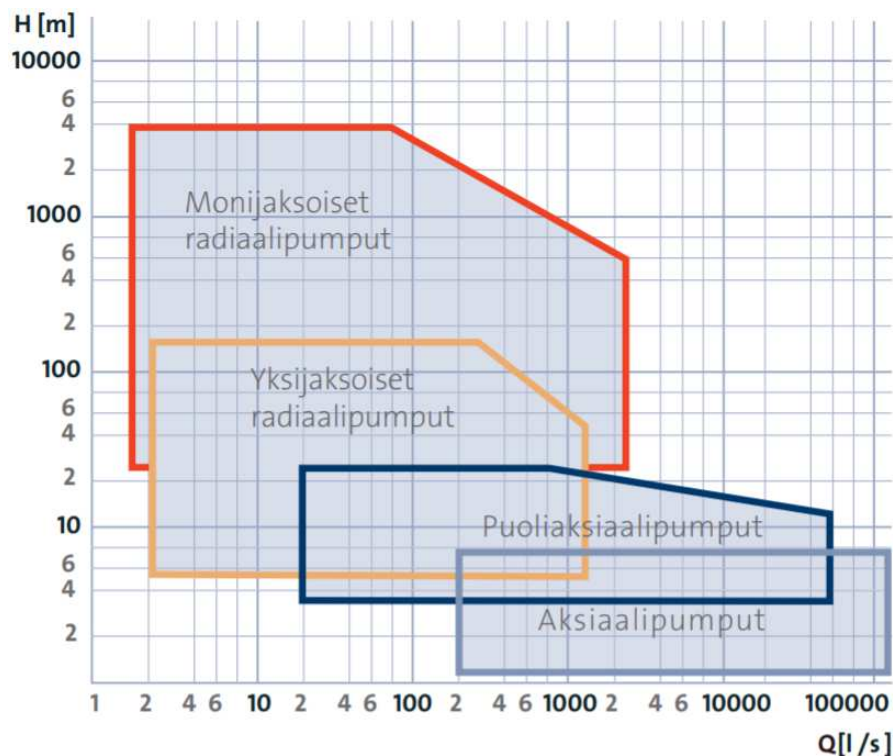
Keskipakopumppuja on erityyppisiä ja ne voidaan luokitella eri ryhmiin, joita ovat radiaali-, puoliaksaali- ja aksiaalipumput. Yleisimmin käytetyt pumpputyypit ovat radiaali- ja puoliaksaalipumput. Kuvassa 4 on havainnollistettu edellä mainitut keskipakopumpputyypit sekä nesteen virtaus juoksupyörästä. (12.)



Kuva 4. Keskipakopumpun eri tyypit (12).

Keskipakopumpuilta edellytetään monia ominaisuuksia, joita etenkin ovat virtaama, nostokorkeus, asennus, taloudellisuus ja energiatehokkuus. Pumpputyypin suureen valikoimaan markkinoilla on paljon muitakin syitä, sillä pumppuja tehdään paljon erilaisiin

LVJ-järjestelmiin. Kuvassa 5 on havainnollistettu keskipakopumppujen eri pumpputyypit jaoteltu virtaaman ja paineen mukaan. (12.)



Kuva 5. Virtaama ja nostokorkeus erityyppisillä keskipakopumpuilla (12).

Keskipakopumppu on rakenteeltaan yksinkertainen, kestävä ja edullinen. Tämä rakenteen johdosta hyötysuhde on erinomainen. Pumppu tuottaa tasaisen virtaaman, jonka säätö voidaan tehdä venttiiliä kuristamalla pumppua vaurioittamatta. Pumppu voidaan suoraan kytkeä epätahtimoottoriin suuren pyörimisnopeuden johdosta. Keskipakopumput sopivat puhtaiden nesteiden käsittelyyn erinomaisesti. Epäpuhtauksia sisältävissä järjestelmissä, joita ovat esimerkiksi jätevesijärjestelmät, on pumppujen juoksupyörä suunniteltu siten, että pumpun sisäosiin ei kiinnity epäpuhtauksia. Jos keskipakopumppu ei käy ja järjestelmässä muuttuu paine, neste pystyy siirtymään pumpun lävitse avoimesta rakenteesta johtuen. (12.)

3.2 Teoriaa pumpuista

3.2.1 Tilavuusvirta

Nesteen määrää, joka virtaa tietyssä ajassa kutsutaan tilavuusvirraksi. Virtaavan nesteen poikkipinta-alan ja nesteen virtausnopeuden tulosta saadaan tilavuusvirta, joka esitetään kaavassa (1).

$$q_v = A * v \quad (1)$$

q_v	on tilavuusvirta
A	on poikkipinta-ala
v	on virtaaman nopeus.

Verkostossa nesteen virtaus tuotetaan kiertovesipumpulla. Nesteen tiheydessä tapahtuu muutoksia lämpötilaerojen takia ja tämä puolestaan aiheuttaa kiertovoiman. Ennen kiertovesipumppujen yleistymistä edellä mainitusta syystä keskuslämmitysjärjestelmissä käytettiin luonnonkiertoista järjestelmää, joka toimi painovoimalla. Vesikiertoisessa lämmitysjärjestelmässä putkiverkoston on tarkoitus viedä kaikkiin huoneisiin niiden lämmöntarpeiden edellyttämät lämpötehoarvot. Lämmöntarvelaskelmien perusteella saadaan tarvittava lämpöteho. Kokonaistehoon sisältyy mm. johtumislämpöhäviöt, ilmanvaihto ja ilmavuodot. (1, s. 119.)

Määrittämällä kokonaisteho, voidaan laskea maksimivesivirta kaavalla (2):

$$q_v = \frac{\phi}{c_p * \rho * \Delta T} \quad (2)$$

q_v	on tilavuusvirta
ϕ	on siirtyvä lämpöenergia
c_p	on nesteen ominaislämpökapasiteetti
ρ	on nesteen tiheys
ΔT	on lämpötilan muutos.

Tilavuusvirralla on iso vaikutus verkoston meno- ja paluunesteen lämpötilaeroon. Pienemmällä lämpötilaerolla tilavuusvirta on suurempi ja suuremmalla lämpötilaerolla tilavuusvirta on pienempi. (6, s. 11–12.)

3.2.2 Nostokorkeus

Nesteen pumppauksessa tuottama kokonaiskorkeuden lisäys voidaan esittää samanaarvoisena asemakorkeuden kasvuna, joka esitetään useasti pumpun nostokorkeutena H . Pumpulla useasti lisätään nesteeseen painetta ja tämän takia nostokorkeus ilmaistaan myös paineen lisäyksenä. Pumppu ei pysty pumppaamaan nestettä täysin nostokorkeuden mainitsemaan korkeuteen, koska putkistossa on virtausvastuksia eli painehäviöitä. (7, s. 47.)

Nostokorkeus voidaan laskea seuraavasti esimerkki kaavan (3) mukaan

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \quad (3)$$

H	on pumpun nostokorkeus
Δp	on pumpun tuottama paine-ero
ρ	on nesteen tiheys
g	on painovoiman aiheuttama kiihtyvyys $9,81 \text{ m/s}^2$.

Pumpun paineeseen voidaan vaikuttaa muuttamalla pyörimisnopeutta. Pumpun siipipyörien ulkohalkaisijan suurentaminen puolestaan nostaa nostokorkeutta. Juoksupyörässä saadaan suurin kokonaispaine eteenpäin taivutetuilla siivillä ja taaksepäin taivutetuilla siivillä taas pienin kokonaispaine. Eteenpäin taivutetuilla siivillä saadaan huonoin hyötysuhde. (1, s. 233.)

3.2.3 Imukorkeus

Pumpun suurinta imukorkeutta rajoittaa kavitaatio. Pumpun juoksupyörän jokaisessa kohdassa nesteen paineen pitää olla suurempi kuin nesteen höyryn paine. Edellä mainitusta syystä kylmää vettä ei voi imeä avoimesta astiasta yli 10 metrin korkeuteen ja lämmintä vettä ei voida edes niin korkealle imeä. Imukorkeus on selkeästi teoreettista matalampi, kun otetaan huomioon juoksupyörän häviöt ja paine-erot. Imulaipassa olevan paineen ja nesteen höyrynpaineen välinen ero ilmoitetaan termillä *NPSH* (Net Positive Suction Head) eli positiivinen imukorkeus. Painereservi, joka on oltava pumpun imuaukossa, jotta pumpussa ei tapahdu kavitaatiota, ilmoitetaan termillä *NPSHR* (Net Position

Suction Head Required), joka riippuu pumpun rakenteesta ja juoksupyörän ominaisuuksista. *NPSHR*-arvon antaa pumpun valmistaja. (1, s. 239.)

$$NPSH_r = \frac{1}{g} \left(\lambda_1 \frac{w_1^2}{2} + \lambda_2 \frac{c_1^2}{2} \right) \quad (4)$$

$NPSH_r$	on paineenlasku juoksupyörässä
g	on painovoiman aiheuttama kiihtyvyys $9,81 \text{ m/s}^2$
λ_1 ja λ_2	ovat juoksupyörästä riippuvia kertoimia
w_1	on veden suhteellinen nopeus
c_1	on virtauksen absoluuttinen kiihtyvyys.

Pumpun imuaukossa oleva painereservi ilmoitetaan termillä *NPSHA* (Net Positive Suction Head Available), joka on tärkeää määrittää imuputkiston perusteella kavitaation estämiseksi. Pumpun luotettavan toiminnan varmistamiseksi pitää huolehtia siitä, että pumpun sisällä olevan nesteen paine pysyy ulkoilmanpaineen yläpuolella. *NPSHA*-arvo voidaan laskea kaavalla:

$$NPSH_a = H_1 - H_{pumppu} + \frac{p_1 p_H \Delta p_{imu}}{\rho g} \quad (5)$$

$NPSH_a$	on käytettävissä oleva imukorkeus
H_1	on imusäiliön pinnankorkeus
H_{pumppu}	on pumpun korkeus
p_1	on imusäiliössä abs. paine
p_H	on nesteen höyrypaine
Δp_{imu}	on imuputken virtausvastus
ρ	on nesteen tiheys
g	on painovoiman aiheuttama kiihtyvyys $9,81 \text{ m/s}^2$.

Liian matala *NPSHR*-arvo voi johtaa pumpun kavitaatioon. *NPSHA*-arvon pitää olla suurempi kuin pumpuntoimittajan ilmoittama *NPSHR*-arvo ja suunnitteluvaran tulee olla vähintään 0,5–1 metriä. Pumpun sijainnista riippuen merenpintaan muuttuu myös ilmanpaine ja tällöin suunnittelussa on otettava huomioon paineen vaihtelu. (11, s. 22.)

3.2.4 Pumpun teho ja hyötysuhde

Tehontarve pumppauksessa riippuu nesteen siirtämiseen tehon tarpeen lisäksi myös pumpun sähkömoottorin hyötysuhteesta, hydraulisesta hyötysuhteesta ja säätötavan hyötysuhteesta. Häviöttömässä pumppauksessa pumpulla on teoreettinen paine Δp_t . Tällaisessa pumpussa on ääretön määrä kapeita siipiä, ja tällainen ei kuitenkaan ole mahdollista, vaan käytännössä pumpun pumppaama paine on pienempi. Pumpussa siipien suunta ei ole sama kuin nesteen sisään tulovirtauksen suunta. Edellä mainitusta syystä todellisessa paineessa on otettava huomioon hydraulinen hyötysuhde η_h , johon sisältyy törmäys ja kitkahäviöt. (5, s. 13; 1, s. 233–234.) Todellinen paineen nousu on esitetty kaavassa (6).

$$\Delta p_{tod} = \eta_h \Delta p_t \quad (6)$$

Δp_{tod}	on paine pumppauksessa pumpulla
η_h	on hydraulinen hyötysuhde
Δp_t	on kokonaispaine

Standardoidussa koeolosuhteissa mitataan pumpun hyötysuhde, joka saadaan pumpun valmistajan antamista tiedoista. Usein hyötysuhde on akselitehon ja hydraulisen tehon suhde. (1, s. 233–234.)

Hydraulinen teho P_h lasketaan kaavalla (7).

$$P_h = q_v \Delta p_t \quad (7)$$

P_h	on hydraulinen teho
q_v	on tilavuusvirta
Δp_t	on kokonaispaine

Akseliteho P_a lasketaan kaavalla (8).

$$P_a = \frac{q_v \Delta p_t}{\eta_p} \quad (8)$$

P_a	on akseliteho
q_v	on tilavuusvirta

Δp_t	on kokonaispaine
η_p	on pumpun hyötysuhde

Hyötysuhde η_p sisältää akselin kitkahäviön η_k ja pumpun sisäiset hydraulisen häviöt η_h . Arvioitaessa pumpun kokonaishyötysuhdetta ja sähkötehoa on määriteltävä erikseen pumpun sähkömoottorin η_s ja voimansiirron η_v häviöt. (1, s. 233–234.)

Sähköstä hydrauliseen tehoon pumpun kokonaishyötysuhde η_{kok} on esitelty kaavassa (9).

$$\eta_{kok} = \eta_s \eta_v \eta_k \eta_h \quad (9)$$

η_{kok}	on kokonaishyötysuhde
η_s	on sähkömoottorin häviö
η_v	on voimansiirron häviö
η_k	on akselin kitkahäviöt
η_h	on hydraulinen häviö.

Pumpun vaatima sähköteho saadaan kaavasta (10).

$$P_s = \frac{P_h}{\eta_{kok}} \quad (10)$$

P_s	on pumpun vaatima sähköteho
P_h	on hydraulinen teho
η_{kok}	on kokonaishyötysuhde.

Vuotuinen pumpun energiatarve saadaan kaavasta (11).

$$W = \int P_s t \quad (11)$$

W	on vuotuinen energiatarve
P_s	on pumpun ottama sähköteho
t	on käyttöaika.

Eri pumpputyypeillä pumppujen hyötysuhde vaihtelee laajasti. Vuotuisen energiatarpeen kasvaessa kasvaa myös hyötysuhteen taloudellinen merkitys. (1, s. 233–234.)

3.2.5 Putkiston painehäviöt ja kitkakertoimet

Putkiston nestevirrassa kitka tuottaa painehäviöitä. Putkiston painehäviöt näyttäytyvät nesteen virtauksen suunnassa paineen pienentymisellä. Virtausvastusta esiintyy niin suorilla putkilla kuin putkiston yksittäisissä osissakin, joita ovat esim. poikkipinnan muutokset, haarat, käyrät ja venttiilit. Suorien putkien ja putkiston osien virtausvastukset laskelmalla yhteen saadaan putkiston kokonaispainehäviö. (7, s. 25–49.)

Suorien putkien painehäviöt saadaan kaavasta (12).

$$\Delta p = \lambda \frac{L}{d_b} \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (12)$$

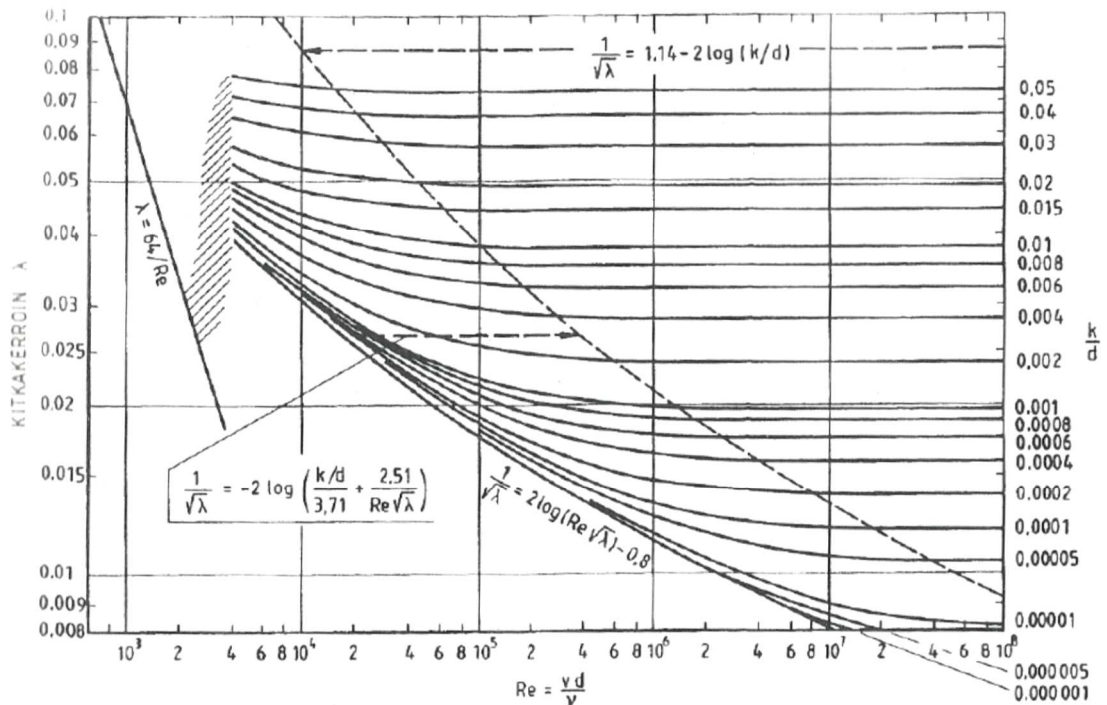
Δp	on painehäviö
λ	on kitkakerroin
L	on putken pituus
d_b	on virtausputken sisähalkaisija
ρ	on nesteen tiheys
v	on virtaaman nopeus.

Kitkakerroin λ perustuu nestevirtauksen tyyppiin sekä putken seinämän suhteelliseen karheuteen $\epsilon = k/d$. Putken sisähalkaisija on d , ja k on putkesta riippuva absoluuttinen karheus. Tällaisia karkeusarvoja on esitetty taulukossa 1.

Taulukko 1. Esimerkki putkien karkeuksista k (mm) (1, s. 139).

<i>Vedetty messinki tms putki</i>	<i>0,0015</i>
<i>PVC- ja PE-putket</i>	<i>0,007</i>
<i>Teräsputki</i>	<i>0,045</i>
<i>Sinkitty teräsputki</i>	<i>0,15</i>
<i>Ruostunut teräsputki</i>	<i>0,15...1,0</i>
<i>Hyvin ruostunut teräsputki</i>	<i>1,0 ...3,0</i>
<i>Valurautaputki</i>	<i>0,4 ...0,6</i>
<i>Bitumoitunut valurautaputki</i>	<i>0,125</i>
<i>Joustava putki</i>	<i>0,6 ...0,8</i>

Kitkakerrointoimen määrittelyn avuksi on tarkoitettu Moodlyn Diagrammi, joka on esitelty kuvassa 6 (1, s.138.)



Kuva 6. Moodlyn diagrammi kitkakertoimen määrittelyyn (1, s. 138).

Putken nestevirtaus voi olla laminaarista eli pyörteetöntä tai turbulanttista eli pyörteistä. Nopeilla virtausnopeuksilla tai isoissa putkissa on turbulanttinen virtaus. Reynoldsin luvulla Re esitetään virtaus, josta on seuraava kaava (13).

$$Re = \frac{\rho v d}{\nu} \quad (13)$$

Re on Reynoldsin luku
 ρ on virtaavan aineen tiheys
 v on kesimääräinen nopeus
 d on putken halkaisija
 ν on viskositeetti.

Nesteen virratessa Reynoldsin luvun ollessa 2 320 tai pienempi on virtaus laminaarista, ja jos Reynoldsin luku on suurempi kuin 3 000, virtaus on turbulenttista. Kitkakerroin laminaariseen virtaukseen saadaan kaavasta (14).

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (14)$$

λ on kitkakerroin
 Re on Reynoldsin luku.

Häviökerrointa ξ käytetään usein putkiosien painehäviöiden laskentaan. Putkiosat kuluttavat energiaa virtauksen pyörteilyyn. Osien tuottaman painehäviön saa kaavasta (15)

$$\Delta p = \xi \frac{1}{2} \rho v^2 \quad (15)$$

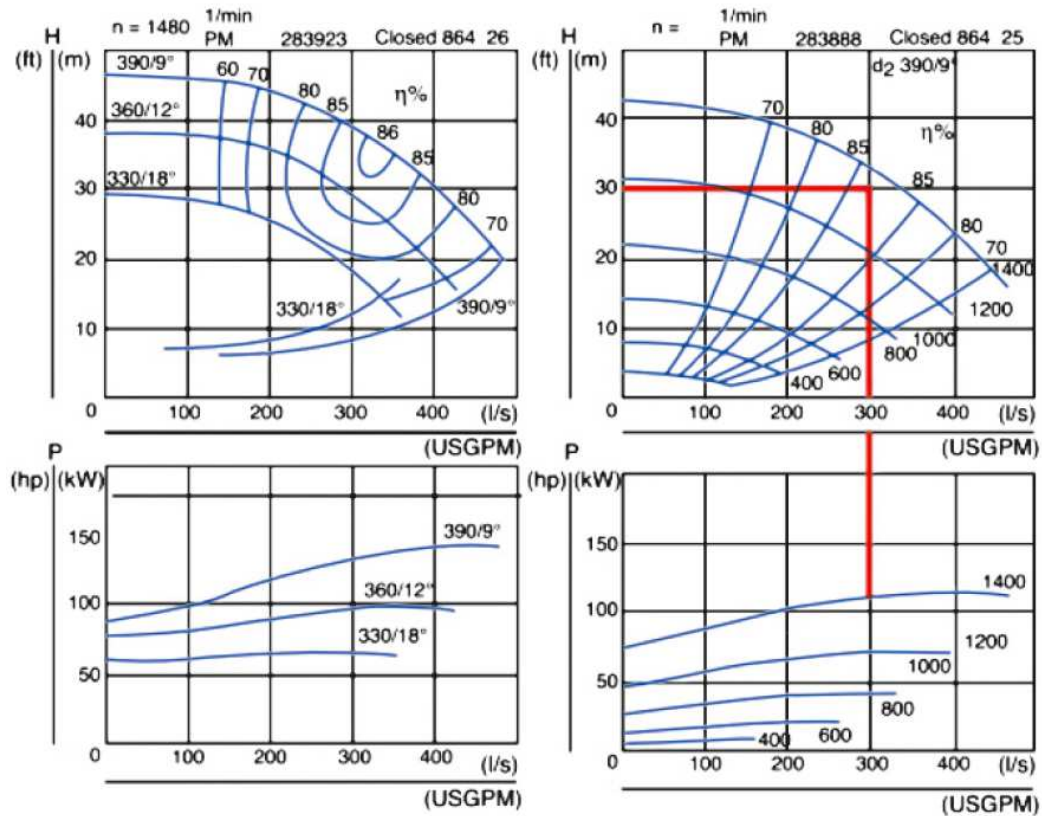
Δp on painehäviö
 ξ on häviökerroin
 ρ on nesteen tiheys
 v on virtausnopeus.

Painehäviökerroin on suurempi putkiosissa ja laitteissa, joissa virtauksen suunta ja virtausnopeus vaihtuu paljon. Yleisesti ottaen putkiverkoston painehäviöstä venttiilien osuus on merkittävin. Käyttäessä häviökerrointa on huomioitava, minkä virtausnopeuden mukaan kerroin määritetään. Supistuvissa putkiosissa yleisenä käytäntönä on se, että suuremman nopeuden mukaan määritetään häviökerroin. Kappaleeseen tuleva virtauksen muoto aiheuttaa myöskin painehäviötä. Painehäviö ei ole sama kahdella kulmalla tai käyrällä, jos putkiosat ovat aivan peräkkäin, koska virtauksen muoto ei ehdi tasoittua putkiosien välissä. (1, s. 139.)

3.2.6 Ominaiskäyrät

Mitoittaessa on tärkeää, että pumpput toimivat prosessin kannalta parhaalla hyötysuhteella. Pumppua ajettaessa vakiopyörimisnopeudella tilavuusvirrasta riippuvat hyötysuhde, tehontarve, nostokorkeus ja tarvittava imukorkeus. Esimerkiksi kun keskipakopumppu käy vakionopeudella, tilavuusvirran kasvaessa nostokorkeus pienenee. Pumpun ominaiskäyrässä esitetään pumpun toiminta prosessissa eli nämä edellä mainitut

muuttujat ja näiden suhde. Pumpun ihanteelliset toiminta-arvot eli tehokkuus maksimissaan määrittää toimintapisteen. Pumpun ominaiskäyriä on esitetty kuvassa 7. Kuvassa vasemmalla pumpun ominaiskäyriä esitetään kolmella eri kokoisella juoksupyörällä. Kuvassa oikealla pumpun ominaiskäyriä esitetään kuudella erilaisella pyörimisnopeudella. (5, s. 9.)



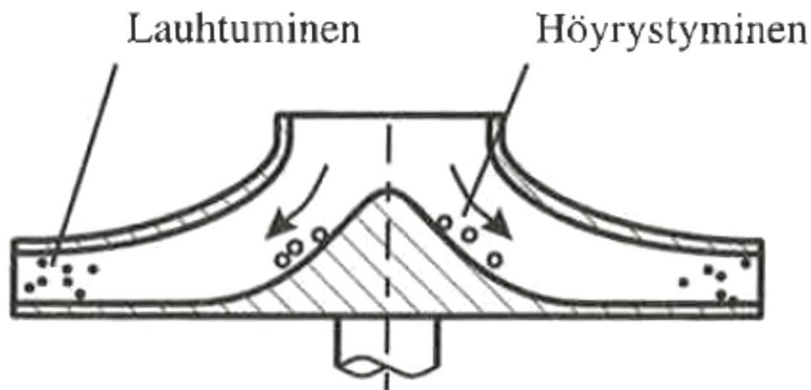
Kuva 7. Malli pumpun ominaiskäyristä (5, s. 10).

Pumpun ominaiskäyristä voidaan havaita pumpun hyötysuhde, kun tiedetään nostokorkeus ja tilavuusvirta, millä järjestelmässä pumpppua tullaan käyttämään. Kuvassa 7 on esimerkiksi merkattu punaisella pumpun toiminta, kun nostokorkeus on 30 m ja tilavuusvirta 300 l/s. Edellä mainituilla arvoilla voidaan kuvan ominaiskäyrästä päätellä, että pumpun hyötysuhde on noin 85 prosenttia. (5, s. 9.)

3.2.7 Kavitaatio

Kavitaatio tarkoittaa sitä, että veden virratessa pumpun läpi muodostuu nopeasti ilmakuplia, jolloin vesi luhistuu äkkinäisesti. Tämä aiheuttaa kovan äänen ja paineiskun, minkä voi usein havaita aistivaraistekin. Käytännössä veden kiehumista pumpussa kutsutaan kavitaatioksi. Veden kiehuminen voi tapahtua, jos järjestelmässä jossakin kohdassa paine laskee tarpeeksi. Pumpussa juoksupyörän rakenne on yhteydessä paineen laskuun. Veden kiehumispiste on 100 °C ilmanpaineessa ja paineen laskiessa matalammaksi veden kiehumispiste laskee alhaisempaan lämpötilaan. Esimerkiksi paineen laskiessa 0,1 baariin veden kiehumispiste on 45 °C. Pumpuissa kiehuva vesi ei tee sellaisenaan vauriota, vaan vaurion tuottavat paineiskut, jotka muodostuvat veden koostumuksen nopeasta muuntumisesta höyrystä takaisin nesteeksi. Energiatehokkaassa pumppujärjestelmien suunnittelussa on tärkeää, että kavitaatio otetaan huomioon, koska kavitaation jatkuessa pitkään saattaa aiheutua merkittäviäkin vaurioita pumppuihin, jolloin pumpun elinkaari myös lyhenee. (13.)

Keskipakopumpun toimiakseen sen pitää imeä vettä, ja silloin siipisolien on oltava täynnä vettä. Pumppu ei kykene toimimaan, jos siipisolissa on ilmaa, koska silloin keskipakovoima on liian pieni. Pumpun toiminta on myös silloin vaarassa häiriintyä, jos imupuolella on liikaa vastusta, mikä voi johtua venttiilillä imupuolen liiasta kuristamisesta. Tämän kavitaatioilmiön seurauksena pumpussa nesteen paine laskee ja syntyy paineiskuista häiritsevää ääntä. Kuvassa 8 on esitelty, kuinka kavitaatio syntyy siipipyörään paineen laskiessa siipien takapinnalla, jolloin neste höyrystyy. Nesteen siirtyessä siipien ulkopinnalle paine nousee, joten neste lauhtuu. Edellä mainitulla tavalla käy herkästi, jos neste on kuumaa. Kavitaatiota aiheuttaa lisäksi rakennevirheet etenkin sisäänvirtauskohdissa. (1, s. 239.)



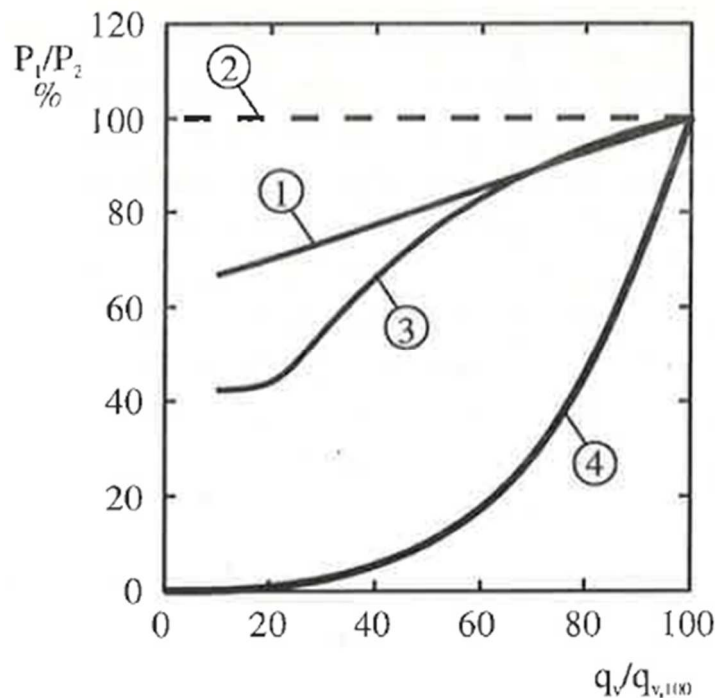
Kuva 8. Siipipyörässä kavitaation syntyminen (1, s. 239).

Kavitaatio tuottaa pumpunpesään ja juoksupyörään pistekorroosiota, mikä vaikuttaa huomattavasti heikentävän pumpun massavirtaa. Kavitaatiossa pumpun massavirta pienenee myös suuresti johtuen höyrykuplien muodostumisesta. Kuplina oleva höyry lauhuu paineen noustessa siipipyörän ulkopinnalle, jolloin neste siirtyy äkkinäisesti kupliin. Tapahtumassa syntyy nesteeseen paineiskuja, jolloin pumppuun kohdistuu merkittävää kulumista. Kavitaation poistomenetelmiä on useita, mitä ovat nesteen lämpötilan pudottaminen, painepuolen venttiilin kuristaminen, imukorkeuden tai imuputken häviön vähentäminen. (13; 1, s. 239.)

3.3 Pumppujen säätö

Oikean tilavuusvirran saavuttamiseksi pumppujen tilavuusvirtaa tai nostokorkeutta muuttamalla voidaan säätää pumppua. Olennaisinta pumpun säädössä on se, että pumppu saadaan pumppaamaan oikea vesimäärä verkostoon. Jos pumpun kierrättämä vesimäärä on liian suuri, se näkyy pumpun sähkön kulutuksessa ja on energiankulutukseltaan liian suuri. Lisäksi pumpun pumpatessa liikaa vesimäärää verkostossa voi se tuottaa ääniteknisesti liikaa häiritsevää ääntä. Jos pumpun kierrättämä vesimäärä on liian pieni, voidaan tämä havaita riittämättömänä lämpönä. Tässä tapauksessa vesi ei välttämättä edes kierrä tasaisesti verkostossa. (2, s. 100.)

Pumppujen säätötapoja on monia erilaisia, ja toiset säädöt ovat energiatehokkaampia muihin verrattuina. Pumppujen säädöissä on paljon käytetty varsinkin kuristussäätöä, jonka myötä pumpuista on hukattu tehoa pois. Eri säätötavoilla pumppujen tehontarvetta on vertailtu kuvassa 9, jossa on esitetty yleisimmät säätötavat, kuten kuristussäätö, ohivirtaussäätö ja pyörimisnopeussäätö. (1, s. 242.)



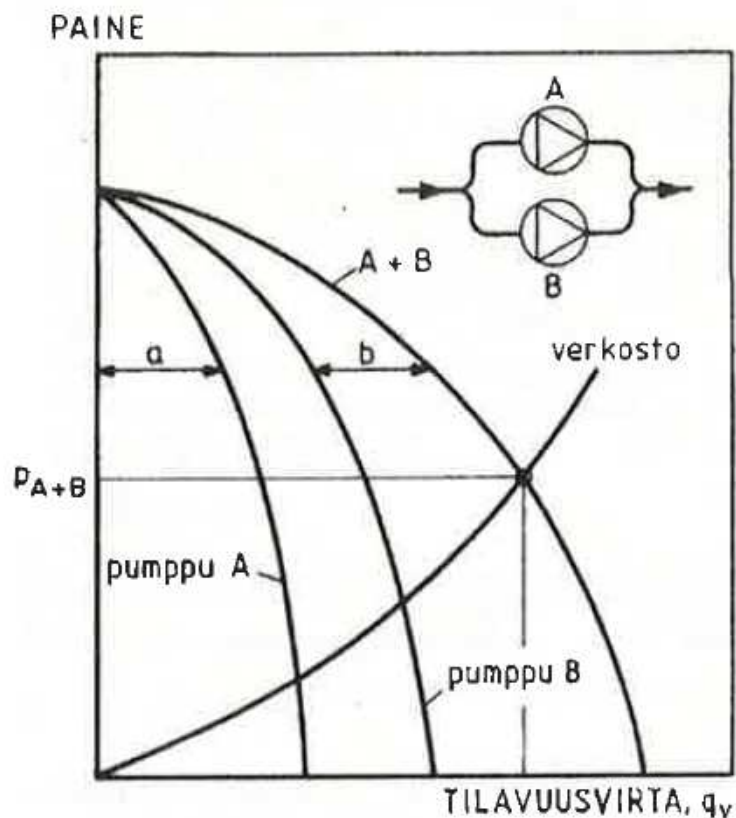
Kuva 9. Eri säätötavoilla keskipakopumpun tehontarve. 1. Kuristussäätö, 2. Ohivirtaussäätö 3. Taajuusmuuttajan pyörimisnopeussäätö, 4. Häviötön pyörimisnopeussäätö (1, s. 242).

Taajuusmuuntajien ansiosta pumppuihin on saatu kustannus- ja energiatehokas pyörimisnopeussäätömahdollisuus ja pumpuista on lisäksi saatu tällä säätötavalla kaikki tehot irti niin, että energiaa hukkaantuu mahdollisimman vähän ja kaikki tehot saadaan myös käytettyä nesteen liikuttamiseen. Pumppujen säädöt ovat muuttuneet energiatehokkaampiin säätötapoihin, ja pumppuja sekä pumppujen säätötapoja kehitetään jatkuvasti energiatehokkaampaan suuntaan.

3.3.1 Rinnan ja sarjaan kytkentä

Pumppausjärjestelmiä on paljon erilaisia ja on tapauksia, joissa pumppuja kytketään rinnan tai sarjaan. Rinnankytkennässä saadaan suurempaa vesimäärää ja sarjaan kytkennässä lisää nostokorkeutta. Pumput valittaessa on tärkeää saada ne toimimaan mahdollisimman lähelle mitoituspistettä. Pumppujen pyörimisnopeuden säätöjen myötä energiatehokas säätöalue on suhteellisen laaja, mutta pumppauksen hyötysuhde huononee pienillä pyörimisnopeuksilla. Tarvittavan tilavuusvirran tai nostokorkeuden vaihdellessa paljon järjestelmässä saadaan pumput kytkemällä sarjaan tai rinnan toimimaan paremmin optimaalisella alueella. (2, s. 100; 5, s. 10.)

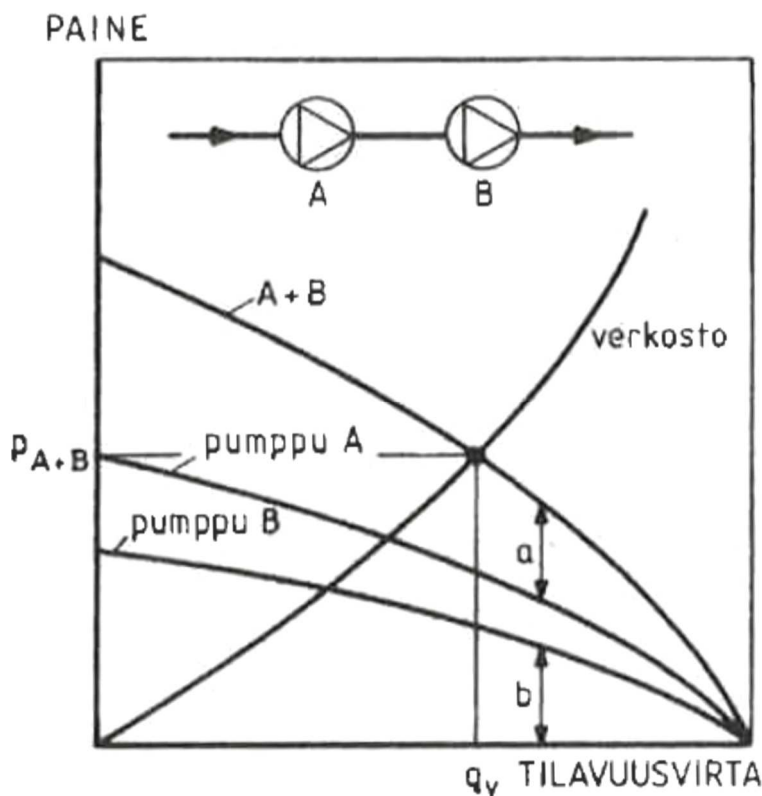
Laskemalla rinnankytkettyjen pumppujen tilavuusvirta yhteen samoilla paine-eroilla saadaan pumpuille yhteinen ominaiskäyrä, mitä on havainnollistettu kuvassa 10. Yksinkertaisimmassa rinnankytkennässä on kaksi samanlaista pumppua, joilla on yhteinen imujohto sekä painejohto, ja tällöin kummallakin pumpulla on päihitettävänä yhtä suuri dynaaminen nostokorkeus. Edellä mainitussa tapauksessa pumput liikuttavat nestettä kuin yksi pumppu, jonka jokaisella nostokorkeudella tilavuusvirta on noin kaksinkertainen. Jos painepuolen verkosto sisältää paljon virtausvastuksia ja on ahdas, pumppujen rinnankäytössä hankittu etu ei ole merkittävä. (1, s. 238; 7, s. 130; 5, s. 11.)



Kuva 10. Ominaiskäyrä rinnankytketyt pumput (1, s. 238).

Vuodenajan mukaan kiinteistöjen lämmityslaitoksissa tilavuusvirran tarve muuttuu. Hyvin yleinen tilavuusvirran säätötapa on erikokoisten pumppujen käyttäminen tilavuusvirran tarpeen mukaan, jolloin pumput ovat monesti rinnankytkettyjä ja tällöin erikokoisia pumppuja voidaan käyttää yksinään tai useampaa kerrallaan. (1, s. 242.)

Sarjaankytketyt pumput on kytketty peräkkäin, jolloin ensimmäisen pumpun painepuolelta neste virtaa toisen pumpun imupuolelle ja jatkaen pumpun läpi verkostoon. Tilavuusvirran lisäämiseksi ei yleensä käytetä sarjaankytkentää. Laskemalla sarjaan kytkettyjen pumppujen nostokorkeus yhteen samoilla tilavuusvirroilla saadaan pumpuille yhteinen ominaiskäyrä, mikä on havainnollistettu kuvassa 11. (5, s. 11; 7, s. 133; 1, s. 238.)



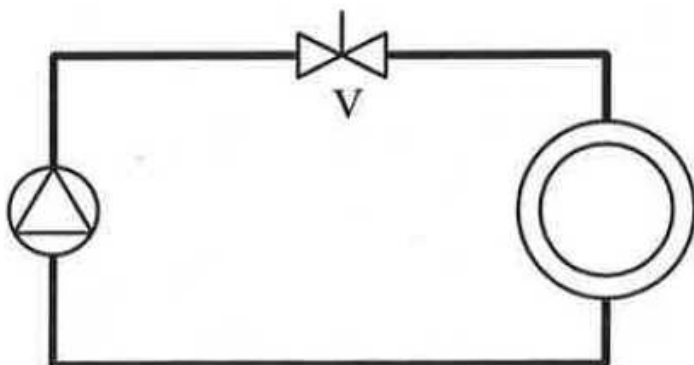
Kuva 11. Ominaiskäyrä sarjaankytketyt pumpput (1, s. 239).

Sarjaan kytkettyjä pumppuja käytetään järjestelmään, jossa tarvitaan paineen nostoa. Tällainen voi olla esimerkiksi korkeissa rakennuksissa. Pumppauksessa sarjaan kytkentä voidaan myös tehdä moniportaisella pumpulla, jonka akselilla on juoksupyöriä kaksi tai useampi. Moniportaisia pumppuja käytetään usein teollisuudessa. (1, s. 238.)

3.3.2 Kuristussäätö

Sopivan tilavuusvirran aikaan saamiseksi pumppua voidaan säätää virtausvastusta lisäämällä, jolloin saadaan verkostoon kuristussäätöä. Edellä mainittu tapa on yleisin tapa pumpun säätämiseksi. Kuristussäätö on energiatehokkuudeltaan ohitussäädön ohella epäedullisin säätötapa. Kuvassa 12 kuristussäätö toteutetaan säätämällä linjasäätöventtiiliä, joka on asennettu verkostoon pumpun jälkeen. Kuristussäädön periaate on, että lisäämällä virtauspiiriin vastusta sulkemalla esimerkiksi venttiiliä tms. verkoston

ominaiskäyrä vaihtuu, virtaus vähenee, mutta yhtä aikaa pumpun paine-ero suurenee ja tavallisesti myös hyötysuhde heikkenee. (1, s. 240.)



Kuva 12. Verkoston tilavuusvirran säätö venttiiliä sulkemalla (1, s. 240).

Kuvan 12 tiettyä venttiiliin (V) asentoa vastaavat kuvassa 13 verkoston ominaiskäyrä (A) ja pumpun toimintapiste 1. Venttiiliä (V) suljettaessa ominaiskäyrä jyrkkenee (B) ja toimintapiste vaihtuu pisteeseen 2, joten tilavuusvirta vaihtuu arvoon q_{v2} . Uudessa toimintapisteessä 2 pumpun hydraulinen teho lasketaan kaavalla (16). (1, s. 240.)

$$P_2 = q_{v2} \Delta p_2 \quad (16)$$

P_2	on pumpun hydraulinen teho
q_{v2}	on tilavuusvirta
Δp_2	on kokonaispaine.

Kuristamattomassa verkostossa tilavuusvirran q_{v2} tuottaakseen olisi hydraulinen teho kaavassa 17.

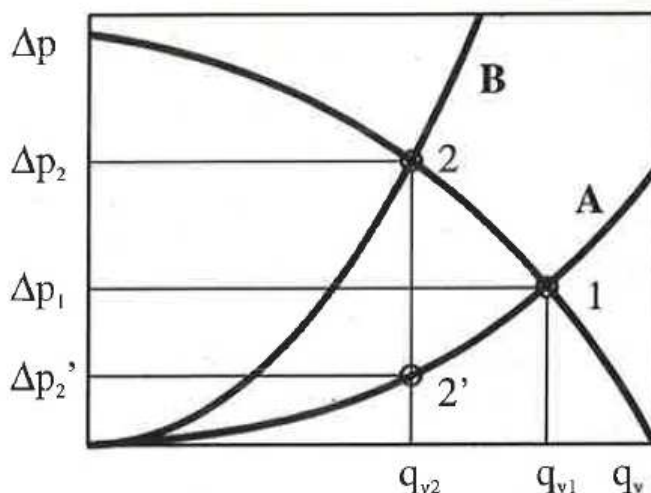
$$P'_2 = q_{v2} \Delta p'_2 \quad (17)$$

P'_2	on pumpun hydraulinen teho
q_{v2}	on tilavuusvirta
$\Delta p'_2$	on kokonaispaine.

Kuristussäädön tuottama häviöteho lasketaan kaavalla (18).

$$P_2 - P'_2 = q_{v2}(\Delta p_2 - \Delta p'_2) \quad (18)$$

P_2	on pumpun hydraulinen teho toimintapisteessä 2
P'_2	on pumpun hydraulinen teho toimintapisteessä 2'
q_{v2}	on tilavuusvirta
Δp_2	on kokonaispaine toimintapisteessä 2
$\Delta p'_2$	on kokonaispaine toimintapisteessä 2'.



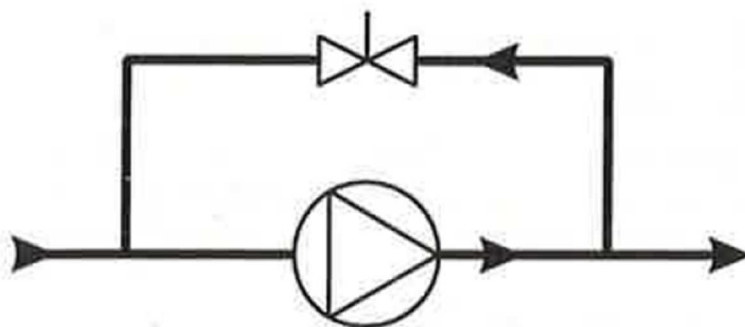
Kuva 13. Tilavuusvirran säätö verkostossa kuristamalla tai ohivirtaussäädöllä (1, s. 240).

Häviöteho on vielä suurempi, kun otetaan huomioon pumpun hyötysuhteen heikkeneminen. Tämän vuoksi pumppujen tarpeetonta ylitoitusta tulisi välttää, sillä se johtaa usein kuristussäätöön. Ylisuureen pumppuun päädytään usein silloin, jos verkoston painehäviöt erehdyksestä johtuen yliarvioidaan. (1, s. 240.)

3.3.3 Ohivirtaussäätö

Energiatehokkuudeltaan ohivirtaussäätö on kuristussäädön ohella epäedullisin säätötapa. Ohivirtaus säädössä pumpun hyötysuhde ja toimintapiste jää ennalleen, mutta pumpun läpi kulkevasta tilavuusvirrasta vain osa ohjataan verkostoon ja loput tilavuusvirrasta kierrätetään pumpun painepuolelta takaisin imupuolelle, mikä saa aikaan aiheettoman häviötehon, joka taas purkaantuu nesteeseen lämpönä ja tällöin samalla nostattaa nesteen lämpötilaa. Tilavuusvirtauksen säätö tehdään pumpulle takaisin kiertävään

vesijohtoon asennettua venttiiliä kuristamalla. Ohivirtauksen säätötapa on havainnollistettu kuvassa 14. (1, s. 241.)



Kuva 14. Pumpun ohitussäädön periaate (1, s. 241).

Ohivirtaussäädössä kuvassa 13 pumpun teho on toimintapisteen 1 mukainen, vaikka tilavuusvirta q_{v2} vaatisi verkostossa pelkästään toimintapisteen 2' osoittamaa tehoa. Häviötehon voi laskea kaavalla 19. (1, s. 241.)

$$P_1 - P'_2 = q_{v1}\Delta p_1 - q_{v2}\Delta p'_2 \quad (19)$$

P_1 on pumpun hydraulinen teho toimintapisteesä 1

P'_2 on pumpun hydraulinen teho toimintapisteesä 2'

q_{v1} on tilavuusvirta toimintapisteesä 1

q_{v2} on tilavuusvirta toimintapisteesä 2'

Δp_1 on kokonaispaine toimintapisteesä 1

$\Delta p'_2$ on kokonaispaine toimintapisteesä 2'.

3.3.4 Juoksupyörän koon muuttaminen

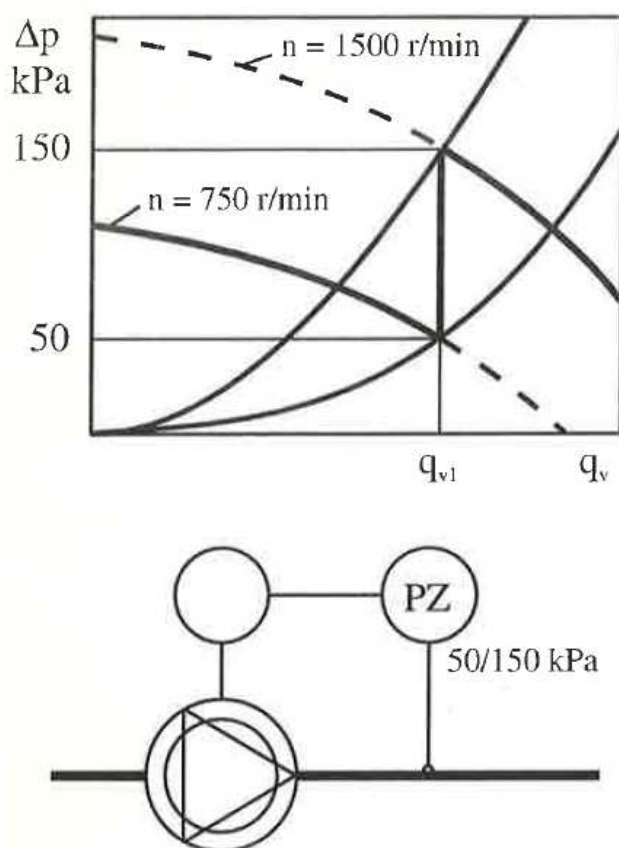
Pumpun tilavuusvirtaa sekä sen nostokorkeutta on mahdollista säätää muuttamalla juoksupyörän halkaisijaa. Esimerkiksi pienentämällä pumpun juoksupyörän halkaisijaa voidaan säätää ylimitoitettun pumpun toiminta-aluetta. Jos juoksupyörän halkaisijaa suurennetaan, saadaan suurennettua nostokorkeutta ja tilavuusvirtaa, kun taas juoksupyörän halkaisijaa pienentämällä saadaan pienennettyä nostokorkeutta ja tilavuusvirtaa. Liian suuret juoksupyörän koon muutokset saattavat aiheuttaa ongelmia

pumppausjärjestelmässä. Pumppua mitoittaessa on edullista valita juoksupyörä mahdollisimman suureksi niin, että pumppu toimisi parhaalla hyötysuhteella. (14)

Juoksupyörän vaihtaminen suurempaan tai pienempään on energiatehokas tapa säätää pumpun tilavuusvirtaa. Suurentamalla tai pienentämällä juoksupyörän halkaisijaa muuttuu lähes halkaisijoiden suhteessa pumpun tilavuusvirta. Jos juoksupyörän halkaisijaa suurennetaan, pumpun tuottama paine suurenee ja tehontarve lisääntyy. Järjestelmässä, jossa on havaittu liian pieni tai suuri pumppausteho, on juoksupyörän uusiminen tai halkaisijan muuttaminen yleinen tapa pumpun tehon säätämiseen. Moottorin teho on kuitenkin aina varmistettava, jotta se riittää uuden juoksupyörän tarvittavaan tehoon. (1, s. 241.)

3.3.5 Pyörimisnopeuden säätö

Pumpun tilavuusvirtaa saadaan muutettua pumpun pyörimisnopeutta muuttamalla, mikä on energiatehokkuudeltaan edullinen tapa. Pyörimisnopeuden säätö voi olla portaaton tai portaittainen. Muuttamalla oikosulkumoottorin napaparien määrää voidaan tehdä portaallinen säätö. Kuvassa 15 on esitetty pyörimisnopeuden säätöä paineanturilla. Pumppu pyörii nopeudella $n = 750 \text{ r/min}$ pienemmillä tilavuusvirroilla $q_v < q_{v1}$. Tilavuusvirran suurentuessa paine pienenee ja painekytin kytkee pumpun isommalle kierrosnopeudelle $n = 1500 \text{ r/min}$ ja tällöin virtaus riittää isommallekin tilavuusvirralle $q_v > q_{v1}$. Toiminta on päinvastainen tilavuusvirran pienentyessä. (1, s. 241–242.)



Kuva 15. Pumpun säätö painekytkimellä ja kahdella pyörimisnopeudella (1, s. 242).

Pyörimisnopeuden säätö voidaan tehdä muuttamalla pumpun pyörimisnopeutta tai asentamalla moottorin ja pumpun väliin kytkin, joka voi olla hydraulinen tai induktiivinen. Edellä mainitut säädöt tulevat käyttöön vain suuritehoisilla pumpuilla. Käyttömoottorin säätö voidaan tehdä tasavirtamoottorilla tai liukurengasmoottorilla. Energiaa säästävin ja myös yleisin pyörimisnopeuden säätötapa on elektroninen taajuusmuuttaja, jonka kanssa on mahdollista käyttää normaalia oikosulkumoottoria. Pumppuun voidaan integroida paine-eroanturit, säätimet ja taajuusmuuttaja. (1, s. 241–242.)

4 Energiatehokkuus kiinteistöjen pumpuissa

Maailman sähköenergiasta pumput kuluttavat noin 10 prosenttia. Osuus on merkittävä, ja on pääteltävissä, että energiatehokkailla pumpuilla on potentiaalia valtavaan energiansäästöön. Maailman sähkönkulutuksesta pystyttäisiinkin säästämään arviolta

mahdollisesti 4 prosenttia kehittämällä ja edistämällä pumppausta kustannustehokkaaseen suuntaan. Edellä mainittuun kustannustehokkuuteen suurena osasyynä on, että keskimääräisesti vain 1–5 vuoden takaisinmaksuajalla saadaan pumppausjärjestelmä uusituksi. Yksi suurimmasta pumppujen säästöpotentiaalista liittyy pumpun valintaan, jonka osuus energiasäästöpotentiaalista on noin 30 prosenttia. Pumpun valinta onkin yksi tärkeimmistä vaiheista pumppausjärjestelmän energiatehokkaassa suunnittelussa, sillä väärällä pumpun valinnalla voidaan menettää kaikki hyödyt suunnitelluista energiatehokkuusparannuksista. Ei voida silti olettaa hyvän hyötysuhteen pumpulla pumppausjärjestelmän olevan energiatehokas, mikäli pumppausjärjestelmä on muilta osin energiatehokkuudeltaan tehoton. Pumppausjärjestelmä onkin tärkeää saada paranneltua kaikilta muilta osin energiatehokkaaksi ennen pumpun mitoittamista energiatehokkaaksi järjestelmään. (5, s. 5–13.)

Käytössä olevista pumpuista hyvinkin suuri osa on ylimitoitettuja, minkä huonona puoleena on kustannus- ja energiatehokkuuden huonontuminen. Suurimpana haittavaikutuksien vastaanottajana on käyttäjä, mutta ylimääräisestä energiakulutuksesta on suuresti haittaa myös ilmastolle, koska energiaa tuotetaan runsaasti ilmastoa kuormittavilla tavoilla. Syitä ylimitoitukseen voi olla mm. pumppausjärjestelmän ohjauksen puuttuminen, säätöjen puuttuminen ja myöhempään pumpun tuottotarpeeseen varautuminen isomalla pumpulla. Ylimitoituksen ongelmien välttämisen vuoksi on järjestelmään tärkeää valita pumpput, joka toimii parhaalla mahdollisella hyötysuhteella. Pumpun hankinnassa tulee välttää myöhempään pumppausverkoston laajentamiseen tavoittelevaa pumpun ylimitoitusta, jotta järjestelmä olisi mahdollisimman kustannus- ja energiatehokas. (15, s. 25–30.)

Pumppujen energiatehokkuuden tärkeyttä ei tule urakointitoiminnassa aliarvioida. Pumpput ovat urakassa kustannustekijä muiden joukossa. Urakan tarjouskilpailun ollessa kova, urakan tarjoajat pyrkivät hyvinkin tarkasti osakustannuksia minimoimaan. Tällöin valitaan halvimmat mahdolliset pumpput niin, että ainoastaan vaaditut tuottoarvot täyttyvät. Jos urakka-asiakirjoissa ei ole asetettu muita vaatimuksia pumpuille, niin urakan tarjoaja päättyy yleensä pumppuihin, joilla toimintapiste ei ole hyvällä hyötysuhdealueella, jolloin tilaaja ei saa myöskään itselleen pumpuista kustannus- ja energiatehokkaita ratkaisuja. (18; 1, s. 244.)

Energia- ja kustannustehokkaita ajatuksia pumpuista on insinööriyöhön saatu haastatteleamalla LVJ-alan ammattilaisia ja perehtymällä eri yritysten pumppuaineistoihin. Tutkimuksessa on laajalti keskusteltu yritysten Kolmeks, Grundfos ja Wilo edustajien kanssa pumppujen elinkaarilaskelmista, tarjoamisesta ja käyttäytymisestä järjestelmissä sekä yleisesti pumpuista.

4.1 Pumpun energiatehokas ohjaaminen ja säätäminen

Pumpun sähkömoottorin ohjaamiseen käytetään taajuusmuuttajia, jolloin moottoreiden ohjaus toteutetaan säätämällä pyörimisnopeutta. Vaihtovirtamoottoreiden pyörimisnopeutta ei ole mahdollista säätää energiatehokkaasti ilman taajuusmuuttajaa. Pyörimisnopeutta on säädetty aikaisemmin ennen taajuusmuuttajia erilaisten jarrujen ja vaihteistojen avulla, mitkä eivät ole olleet energiatehokkaita ratkaisuja. Nykyään taajuusmuuttajilla saadaan paljon etuja energia- ja kustannussäästöissä. Lisäksi kiertovesipumpuissa on lisääntynyt paljon kestopagneettimoottoreiden käyttöä, jotka myös toimivat pienellä energiankulutuksella. Kestopagneettimoottoreista käytetään nimitystä EC-moottori (Electronically Commutated D.C. motor). Yksi markkinoille tullut energiatehokas ratkaisu on myös PM-moottorit (Permanet Magnet motor) eli kestopagneettimoottorit, jotka toimivat pienellä energiakulutuksella. (15, s. 6–16; 19, s. 15-20.)

Kiinteistöissä on paljon ohjaamattomia pumppuja. Ohjaamaton pumppausjärjestelmä voi olla usein merkittävästi ylimitoitettu. Usein kiertovesipumppuja käytetään vakionopeudella, ja tällöin pumppu ei usein pumppaa järjestelmässä parhaalla mahdollisella hyötysuhdealueella. Pumppujen hankinnoissa kustannuksista usein säästetään mahdollisimman paljon, ja huono säästämisen kohde käyttäjälle on pumppujen ohjauksen tekemättä jättäminen. Ohjaamattoman pumpun huono hyötysuhde kasvattaa kustannus- ja energiatehottomuutta, joten pumppua käyttäessä käyttäjä menettää säästönsä nopeastikin huolimatta edullisesta hankintakustannuksestaan. (15, s. 25.)

Lämmitysverkossa pumpun käyntiaika vuodessa on yleensä 6 500–8 760 tuntia eli usein hyvin pitkä. Edellä mainitun käyntiajan käyttökustannuksista voi todeta, että jokaisesta watin lisäkulutuksesta tulee vuodessa 6,5-8,76 kWh lisää energian kulutusta. Pumpauksen käyntiajan vuoksi energiankulutuksen osuus pumpun elinkaarikustannuksista on merkittävä. Elinkaarikustannuksiin lasketaan pumpun käyntikustannukset kertomalla

ottoteho käyntiajalla. Pumppauksen energiakustannuksista voidaan todeta, että hyvän hyötysuhteenkin omaavan kiertopumpun pumppauskustannukset ovat korkeammat kuin pumpun hankintahinta. Pumpun käyntiaika on energia- ja käyttökustannusten minimoimisesti suositeltavaa ohjata pumppaamaan vain tarpeellisin aikoihin. (1, s. 233–244.)

Tutkimuksien aikana Lassila & Tikanojan kiinteistöstä löytyi jäähdytyksen pumppu, joka pumppasi jäähdytyskauden ulkopuolella. Pumppua seurattiin pitemmän aikaan, eikä havaittu pumpun ohjauksen missään vaiheessa sammuttaneen pumppua ja tällöin pumpun käyntiaika vuodessa on 8 760 tuntia. Mitattaessa pumpun käyttämää verkkovirrasta ottaa tehoa saatiin kokonaisen vuoden sähkön kulutukseksi noin 3 600 kWh. Ohjaamalla pumppua vain käymään jäähdytyskaudella voitaisiin tehdä jo merkittäviä kustannus- ja energiasäästöjä. Jäähdytyskausi voisi olla esimerkiksi ajat ulkolämmityksen ollessa päälle 18 astetta. Ohjaamalla pumppu käymään jäähdytyskaudella jatkuvasti ja jäähdytyskauden ulkopuolella pumppua kävisi kerran vuorokaudessa 10 minuuttia saataisiin pumpun käyntiajaksi noin 1 950 tuntia, jolloin sähkönkulutus olisi noin 800 kWh vuodessa. Sähköä säästettäisiin tällöin 2 800 kWh ja hiilikädenjälki olisi noin 440 kg vähemmän hiilidioksidipäästöjä.

Pumppuja voidaan ohjata paine-erojen kautta. Taajuusmuuttajissa on usein itsessään paine-eron mittaus, ja tällä pystytään mittaamaan paine-eroa pumpun läpi ja näin ohjata pumppauksen paineen tuottoa verkostossa. Taajuusmuuttajan paine-eron mittauksessa haittapuolena voi olla, että se ei tunnista pumpun kulumista ja näin ollen hyötysuhteen huonontumista vaan muuttaa pumppausta pumpun kulumisenkin mukaan. Tämä voi aiheuttaa tulevaisuudessa pumpun uusinnassa ongelmia uuden pumpun säätöjen asentamiseen, jos ei alkuperäisiä pumpun alkuasetuksia ole arkistoitu esimerkiksi mittauspöytäkirjaan. Paine-eron mittaus lämmitys- ja jäähdytysverkostossa on Kolmeksilla myös toteutettu paine-eron mittausantureilla, jotka on sijoitettu meno- ja paluupuolen putkeen, minkä etuna on se, että näin saadaan tarkat paine-erot verkostosta ja erona taajuusmuuntajan paine-eronmittaukseen, ja se ei virheellisesti säädy pumpun kulumisen mukaan.

Lämmitysverkostosta voidaan todeta, että yksi verkoston säädön tasapainon lähtökohdista on sen hiljaisuus, sillä täydellisessä lämmitysverkoston toimimisessa laitteisto ei saa pitää häiritsevää ääntä. Oikeanlaisen säädön puuttuessa lämmitysjärjestelmissä on

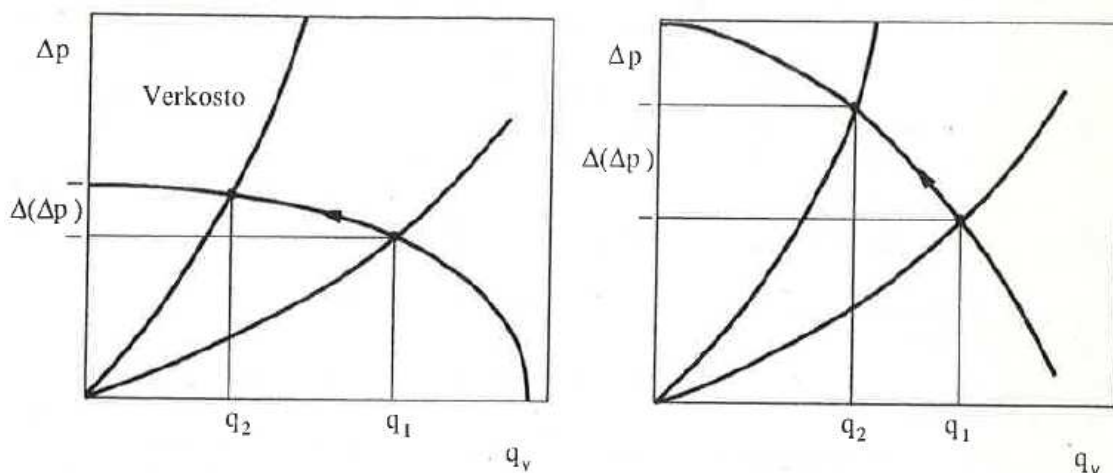
useasti ongelmana melu, lämmön jakautuminen epätasapainoisesti ja huono energiatehokkuus. Tästä syystä verkoston ohjaaminen paine-eromittauksilla on erittäin hyvä tapa. Paine-eromittaukset pumpulle meno- ja paluuputkessa pitävät verkostoa suurimmalta osin tasapainossa, ja näin ei virtausta pääse liiaksi verkostoon. Paine-eromittauksia myös voidaan asentaa automaattisia linjasäätöventtiilejä, joilla voi tasapainoittaa järjestelmää linjakohtaisesti. Oikeanlaisella verkoston säätämällä saadaan melun vähentämistä ja energian säästöä. (17.)

Kohteissa, joissa huoneistoissa on kylmä, ei ole kannattavaa säätää pumpun pyörimisnopeutta suuremmalle lämmön lisäämisen takia. Virtauksen lisäämisellä saadaan lisää lämpötehoa asuntoon, mutta virtauksen kasvaessa tulee lisää häiritsevää ääntä verkostoon. Oikea säätötapa olisi tähän esimerkiksi lämmityksen säätökäyrän nostaminen.

4.2 Pumpun hankinnassa huomioitavaa

Pumppujen järjestelmien energiakulutukseen ja energiatehokkuuteen toteutetaan pumppujen hankinnoilla pitkäaikaisia ratkaisuja, minkä takia hankinnat on tärkeätä valmistella huolellisesti. Pumppausjärjestelmää on syytä tutkiskella huolellisesti uusittaessa pumpua tai hankittaessa uutta pumppua. Uuden pumpun hankintaan on mitoitukseen vaikuttavat asiat selvitettävä, että pumppu toimii varmasti riittävällä toiminta-alueella ja parhaalla mahdollisella hyötysuhteella. (5, s. 5–13.)

Pumpun hankinnassa on otettava huomioon useita teknisiä yksityiskohtia. Niin järjestelmän kuin pumpunkin materiaalien täytyy sopia pumpattavalle nesteelle ja sen lämpötilalle, esim. kemikaalit voivat olla haitallisia pumpun tiivisteille. Lämpötilan ollessa nesteessä korkea on selvitettävä pumpun herkkyys kavitaatioon. Virtausnopeuden ei pitäisi olla pumpun yhteissä yli 3m/s, ja ylimitoitusta olisi vältettävä, koska tällöin pumpussa esiintyy ääniongelmia ja ylimääräistä energian kulutusta. Pumpuissa on suositeltavaa käyttää kolmevaihemoottoria, koska se on toimivuudeltaan luotettavampi kuin yksivaihemoottori. Järjestelmän energiatehokkuuden kannalta kannattavinta pumpulle on valita toimintapiste suurimman kokonaishyötysuhteen alueelta. Ominaiskäyrässäänkin voidaan ottaa huomioon tilavuusvirran sekä paineen vaihtelu. Loiva ominaiskäyrä on eduksi vaihtuvalle tilavuusvirralle, kun taas jyrkkä ominaiskäyrä on sopiva paineen vaihtelulle. Kuvassa 16 on esitetty loivaa ja jyrkkää pumpun ominaiskäyrää. (1, s. 243–244.)



Kuva 16. Pumpun ominaiskäyrät loiva vasemmalla ja jyrkkä oikealla (1, s. 243).

Tarvittava nostokorkeus ja tilavuusvirta sekä näiden vaihteluväli ovat tärkeimpiä kysymyksiä pumppua valittaessa. Pumpun täytyisi toimia parhaalla mahdollisella hyötysuhteella ja tällöin on valittava toimintapiste mahdollisimman lähelle todellista käyttöä. Pumppujen mitoituksen riittävyys on syytä varmistaa, koska alimitoitetulla pumpulla prosessi ei toimi suunnitellusti. Ylimitoitetulla pumpulla prosessi voidaan saada toimimaan suunnitellun mukaan, mutta tällöin pumppaus ei toimi kustannus- tai energiatehokkaasti. (5, s. 19.)

5 Pumpun tarjoaminen energiatehokkaasti

Pumpun tarjoaminen energiatehokkaasti vaatii, että pumppu kilpailutetaan ja verrataan kilpailutettuja pumppuja energia- tai elinkaarilaskelmien avulla. Tässä työn aikana on tehty esimerkkinä pumppujen tarjoaminen kilpailuttamalla pumppuvalmistajat, josta on tuloksia liitteessä (katso liite 1). Energiatehokas tarjousprosessi on tarkoituksena tehdä mahdollisimman yksinkertaisesti, jotta se olisi helppo toistaa jatkoa varten ja jotta se olisi myös toteutukseltaan kustannustehokas. Seuraavana on esimerkki prosessi energiatehokkaasta pumpun uusimisesta vaiheittain:

1. Asiakkaan tiloissa huomataan iäkäs tai rikkiäinen pumppu esim. kaukolämpökeskushuollossa. Todetaan, että tarvitsee hankkia mahdollisimman kustannus- ja energiatehokas uusi pumppu.

2. Asiakkaan halutessa verrata vanhan pumpun energiakustannuksia uuteen pumppuun sähköasentaja mittaa uusittavan pumpun sähköverkosta ottaman tehon. Tämä mahdollisuus esitetään asiakkaalle.
3. Pumpputarjouksen tekijälle (esim. LV-huoltopäällikölle) toimittaa LV- tai sähköasentaja pumpun tiedot ja säädetyt virtaamat, nostokorkeudet jne.
4. Pumpputarjouksen tekijä kilpailuttaa pumppuvalmistajilla pumpun.
5. Pumpputarjouksen tekijä tekee tarjouksien tiedoista suuntaa antavat laskelmat energiakustannuksista tai antaa elinkaarilaskentaan perehtyneen asiantuntijan laskea elinkaarikustannukset. Tämän jälkeen pumpputarjouksen tekijä valmistelee tarjousta asiakkaalle esim. seuraavilla tiedoilla:
 - Pumppujen tekniset tiedot
 - Energiasäästö vuodessa (kWh/a)
 - Energiasäästö vuodessa (%)
 - Energian kustannussäästö vuodessa (EUR/a)
 - Hiilidioksidipäästöjen vähentyminen yht. (kg)
 - Energian säästö yht. (EUR)
 - Kustannusten säästö yht. (EUR)
 - Takaisinmaksuaika (vuotta)
 - Takuu (vuotta).
6. Asiakkaalle esitetään tarjousvaihtoehdot uusittavan pumpun tilalle energiakustannusten tai elinkaarilaskelmien tuloksilla.

7. Tarjouksen hyväksymisen jälkeen uuden pumpun asennus.

5.1 Tietojen keräys ja tarjouspyynnöt pumppuvalmistajille

Pumpun tarjoaminen kustannus- ja energiatehokkaasti alkaa pumppaukseen liittyvien tietojen keräämisellä. Tietojen perusteella pumppuvalmistaja saa valittua oikean pumpputyypin, oikeat materiaalit ja määriteltäviä mitoitusolosuhteet pumpulle. Pumpun valinnassa otetaan myös huomioon asennusolosuhteet ja pumpulle oleva tila. Tarjouspyyntöön on kannattavaa pyytää tietoon pumpuista takuu-aika, toimitustapa, tarjouksen voimassaoloaika, toimitusaika ja tilanteesta riippuen kannattaa vaatia mahdollinen sopimussakko viivästystilanteita varten. Tarjouspyyntöön voidaan vaatia hankinnassa käytettäväksi yleiset sopimusehdot esim. YSE98, jotka pätevät tarjouksen asioihin, joita ei ole erikseen määritetty. Tarjouksia pitää pystyä vertailemaan keskenään, ja jos pumput mitoitetaan oikeisiin toimintapisteisiin, tarjouspyyntöön pitää ilmoittaa selvät vertailu-perusteet. Toimintapisteissä ilmoitetaan nostokorkeus, tilavuusvirta ja käyttöaika. (5, s. 18–21.)

Elinkaarilaskentaa halutessa verrata vanhan pumpun energia- ja kustannuskuluihin täytyy pumpun sähköverkosta ottama teho selvittää. Sähköasentajan toimesta pumpusta saadaan mitattua pumpun ottama virta ja siitä laskea teho. Yksivaiheisen pumpun tehon saa tehon kaavasta (20). (4, s. 1 044.)

$$P = IU \quad (20)$$

P	on teho
I	on virta
U	on jännite.

Kolmivaiheisen pumpun teho lasketaan kaavalla (21) (4, s. 1 055.)

$$P = \sqrt{3}IU\cos\varphi \quad (21)$$

P	on teho
I	on virta
U	on jännite
$\cos\varphi$	on tehokerroin.

Pumpusta tehon selvittäminen pistokokeella ei anna oikeata tulosta, vaan mittaaminen pitäisi suorittaa koko vuoden ajalta. Tämä vain ei usein ole mahdollista tai tulisi kustannuksiltaan hyvin kalliiksi. Pumpuissa on paljonkin eroa energian kulutuksen tasaisuudesta. Esimerkiksi käyttövesipumppu pysyy koko vuoden hyvinkin tasaisesti samalla tehon kulutuksella, sillä olosuhteet eivät verkostossa muutu, kun taas patteriverkostossa verkoston paine-erot muuttuvat patteriventtiilien säätymisen mukaan ja kiertovesipumpulle tulee pumppaukseen välillä enemmän ja toisinaan vähemmän vastusta, mikä aiheuttaa sen, että tämän mukaan pumpun käyttämä energia vaihtuu.

5.2 Elinkaarikustannusten laskenta

Pumppuvalmistajat ovat kehittäneet elinkaarilaskentaa ja kehittävät tulevaisuudessa sitä osaksi asiakkaidensa palveluja. Ongelmana asiakkaalle on kuitenkin eri pumppuvalmistajien elinkaarilaskelmien vertaaminen, koska eri pumppuvalmistajien elinkaarilaskelmia harvemmin on tehty aivan samalla tavalla ja samoilla arvoilla. Kilpailuttaessa pumppuvalmistajat elinkaarilaskelmia varten on elinkaarilaskijan oltava puolueeton osapuoli, ja tällöin eri valmistajien pumppujen elinkaarilaskelmat ovat vertailtavina keskenään.

Elinkaarikustannuksien lyhenne on LCC, joka tulee ilmauksesta *life cycle costs*. LCC:n ovat kehittäneet The Hydraulic Institute, Europump ja US Department of energy. Ymmärtääkseen pumpun elinkaarikustannuksien laskemisesta on tiedettävä, mitkä tekijät on otettava huomioon. Pumppujen elinkaarikustannuslaskelmat tehdään usein 15 vuoden ajanjaksolle, sillä se on pumppujen keskimääräinen suunniteltu käyttöikä. Pumppujen elinkaarikustannuslaskelmat voidaan esimerkiksi laskea seuraavalla kaavalla. (16, s. 125–130.)

$$LCC = C_{ic} + C_{in} + C_e + C_o + C_{emv} + C_m + C_s + C_d \quad (22)$$

LCC	on elinkaarikustannukset
C_{ic}	on hankintakustannukset
C_{in}	on asennus- ja käyttöönottokustannukset
C_e	on energiakustannukset
C_o	on toimintakustannukset esim. työvoima
C_{emv}	on ympäristökustannukset
C_m	on ylläpito- ja korjauskustannukset
C_s	on käyttökatkojen kustannukset (tuotannon menetys)
C_d	on käytöstä poiston ja hävittämisen kustannukset.

Edellä mainittuun elinkaarilaskelman kaavaan sisältyy eri osa-alueiden elinkaarikustannuksia. Kaavassa ensimmäisenä ovat hankintakustannukset, joihin sisältyvät pump-paukseen tarvittavat laitteet, kuten mm. pumpput ja taajuusmuuttajat. Tämän jälkeen kaa-vassa ovat asennus- ja käyttöönottokustannukset, jotka sisältävät mm. pumppujen asen-nukset, säädöt, sähköjohdotukset ja sähkökytkennät. Kolmantena elinkaarikustannuk-sena kaavassa ovat energiakustannukset koko pumpun käyttöajalta, ja ne ovat yleensä suurimmat pumppauksen kustannukset. Näiden jälkeen kaavassa tulevat toiminta- ja ympäristökustannukset. Toimintakustannukset sisältävät henkilöstöressurssien kusan-nukset, jotka ovat yleensä vähäiset, sillä pumpput ovat usein kytkettyinä erilaisiin auto-maatiolaitteisiin. Nämä laitteet toimivat automaattisesti, minkä vuoksi ne korvaavat työ-voiman tarpeen. Ympäristökustannukset sisältävät pumppauksesta aiheutuvat jätekus-tannukset mm. nesteestä johtuvat jätteet. Kuudentena kaavassa ovat ylläpito- ja korjaus-kustannukset, jotka kattavat pumppujen ylläpidon ja korjaamiseen liittyvät kustannukset. Näitä voivat olla mm. työvoimakustannukset, varaosat ja ennaltaehkäisevä huolto. Elin-kaarikustannuskaavan toiseksi viimeinen kustannus on käyttökatkojen kustannukset. Tällaisia voivat olla esimerkiksi tuotantoprosessin tuotannon pysäyttämisestä aiheutuvat kustannukset. Viimeisenä kustannuksena on pumppujen käytöstä poistaminen ja sen hävityksestä aiheutuvat kustannukset. Pumpun käytöstä poistamisesta johtuvia kusan-nuksia voivat olla työvoima-, kuljetus- ja kierrätyskustannukset. (16, s. 125–130.)

Pumppujärjestelmien elinkaarikustannukset koostuvat usein kaikista edellä mainituista komponenteista, mutta se voidaan laskea myös yksinkertaisemmalla kaavalla (23), joka on

$$LCC = C_{ic} + C_e + C_m \quad (23)$$

LCC	on elinkaarikustannukset
C_{ic}	on hankintakustannukset
C_e	on energiakustannukset
C_m	on ylläpito- ja korjauskustannukset.

Pumppujen elinkaarilaskelmassa pidempää kaavaa voidaan käyttää esimerkiksi silloin, kun pumpun vaihtoon tarvitaan monipuolisemmin tietoja elinkaarikustannuksien eri osa-alueista. Tämä tarkoittaa sitä, että jos eri kustannuksia tulee paljon eri osa-alueista, ne kannattaa laskea pitkän kaavan avulla. Lyhyempää kaavaa sen sijaan on suositeltavaa käyttää silloin, kun pumpun elinkaarikustannukset koostuvat pääosin hankinta-, energia-, ylläpito- ja korjauskustannuksista. (16, s. 125–130.)

5.3 Tarjouspyyntö asiakkaalle

Pumppuvalmistajien pumppujen tarjousten käsittely aloitetaan tarkastelulla, että kaikki tarjouspyynnössä esitetyt vaatimukset ja tarjotut pumput soveltuvat järjestelmiin. Tarjouksista tarkastetaan kaikki kaupalliset ja tekniset vaatimukset. Tarjouksissa tulisi olla seuraavat tiedot: tarpeen mukainen hintaerittely, tilaajavastuulain mukaiset todistukset, mittapiirustukset, tekniset tiedot, teho-, tuotto- ja NPSH-käyrät suoralle sekä taajuusmuuttajakäytölle. Tarvittaessa pumpun tarjoajaa pyydetään täydentämään lisää tietoja ja tarjoamaan uusiksi täydennetyillä tiedoilla. (5, s. 24–25.)

Sen jälkeen, kun pumpputarjoukset on tarkastettu läpi ja alustavasti vertailtu, jatketaan tarjouksen laatimista asiakkaalle tekemällä tarjotuista pumpuista energialaskelmia tai asiantuntija tekee elinkaarikustannuslaskelmat. Laskelmat kootaan yhteenvedoon ja otetaan tärkeimmät vertailuasiat pumpuista asiakkaan pumpputarjoukseen.

Lopulta asiakkaalle saadaan tehtyä energia- ja kustannustehokkaat pumpputarjoukset elinkaarilaskelmilla tai energialaskelmilla ja asiakkaalle esitetään tarjoustyön tulos. Asiakkaan hyväksyessä valitsemansa pumpun tai pumput edetään tilaus- ja asennustöihin.

6 Yhteenveto

Opinnäytetyön tavoitteena on ollut tutustua pumppujen energiatehokkuuksiin ja oppia pumpun vaihdon kannattavuudesta energiatehokkuuden, kustannusten ja positiivisen hiilikädenjäljen merkityksessä. Tarkoituksena on ollut myös kehittää mahdollisimman helppo ja yksinkertainen työkalu tai prosessi yritykselle pumpun uusinnan tarjoamiseen, jotta saadaan perusteltua asiakkaalle pumpun vaihdon kannattavuus edellä mainittujen energiatehokkuuden, kustannusten ja positiivisen hiilikädenjäljen perusteella.

Koko maailman sähköenergiasta pumput kuluttavat noin 10 prosenttia, ja maailman sähköstä pystyttäisiin säästämään 4 prosenttia pumppujen energiatehokkailla ratkaisulla. Voimme päätellä, että olisi kyse todella merkittävistä hiilidioksidipäästöjen vähentymisestä, jos tulevaisuudessa saataisiin edes osa tästä energiasäästöistä toteutumaan. Pumpun valinta on yksi tärkeimmistä vaiheista energiatehokkaassa suunnittelussa, koska väärällä pumppuvalinnalla voidaan menettää kaikki suunnitellut energiatehokkuudet. Silti ei voida olettaa, että järjestelmä olisi vielä energiatehokas, mikäli pumppausjärjestelmä on muilta osin energiatehokkuudeltaan tehoton. Pumppujen säätötavoista kustannus- ja energiatehokkaimpia ratkaisuja on siipipyörän halkaisijan koon muuttaminen sekä taajuusmuuttajalla pyörimisnopeuden säätö. Taajuusmuuttajapumput pystyvät pyörimisnopeuden säädöllään toimimaan parhaalla hyötysuhteella ja mukautumaan paine-eromittauksien avulla verkostojen painehäviöiden muutoksiin ja näin ollen pystyvät ohjauksien avulla aikaansaamaan yhä suurempia kustannus- ja energiasäästöjä.

Pumppu on edullisinta valita järjestelmään mahdollisimman energia- ja kustannustehokkaaksi, koska suurin osa pumppujen elinkaarikustannuksista sijoittuu energian kuluttamiseen. Yleensä uusi pumppu on aina energiatehokkaampi kuin vanha pumppu. Pumppujen uusimisesta mahdollisimman energiatehokkaasti hyöttyy yleensä niin käyttäjä kustannuksiltaan kuin ympäristö pienemmillä hiilidioksidipäästöillä. Pumppujen tarjoamisesta asiakastyössä on suuri merkitys laitteiston tutkimisella, eli sillä minkälainen pumppu soveltuu mihinkin järjestelmään, koska mitä enemmän pumppuvalmistajat saavat tietoja kyseisestä pumppausjärjestelmästä, sitä paremmin he saavat kustannus- ja energiatehokkaan pumpun tarjottua käyttäjälle.

Lähtökohtaisesti pumpun uusinnalla saadaan yleensä energiasäästöjä ja näin ollen myös hiilidioksidipäästöjä vähennettyä. Kiinteistöihin, joissa on jo pyörimisnopeuden säädöllä toimivia pienempiä taajuusmuuttajapumppuja, ei tämän opinnäytetyön tuloksien mukaan kannata uusia pumppuja kustannussäästöjen toivossa, koska energiakustannuksista ei saada niin isoja kustannussäästöjä, jotka kattaisivat uuden pumpun hankintahinnan ja sen asennuksen kustannukset. Työssä kehitettiin prosessi Lassila & Tikanoja Oyj:n käyttöön pumpun tarjoamisesta energiakulutuslaskelmien ja elinkaarilaskelmien avulla. Elinkaarilaskelmia tehdessä on hyvin tärkeää tietää, mitä tietoja siihen tarvitaan ja miten tietoja pystytään vertailemaan keskenään. Tämän vuoksi elinkaarilaskelmien tekijän täytyy olla hyvin valmennettu tehtäväänsä. Pumppujen elinkaarilaskelmassa hankalaksi voi todeta vanhan ja uuden pumpun energiatehokkuuden vertailun, koska vertailuun täysin luotettavien mittaustuloksien saaminen vaatisi pidempiaikaisia pumpun tehon mittauksia ja virtauksien tarkastamista, jotta uusittavaa pumppua voitaisiin vertailla uuden pumpun sähkön kulutukseen.

Opinnäytetyön tavoitteissa onnistuttiin hyvin ja siinä käytiin paljon läpi asioita pumppujen energiatehokkuudesta, elinkaarilaskelmista, energialaskemisesta ja kustannustehokkaasta pumpun tarjoamisesta asiakkaalle. Pumppujen energiatehokkuus kiinteistöissä on hyvin laaja tutkimusalue, samalla kun opinnäytetyön sisällöllä on rajansa, joten aiheisiin pystyttäisiin perehtymään vielä paljon syvemmin.

Lähteet

- 1 Seppänen, Olli. 2001. Rakennuksen lämmitys. 2., uudistettu painos. Helsinki: Suomen LVI-liitto ry.
- 2 Harju, Pentti. 2010. Lämmitystekniikan oppikirja. 4. painos. Kouvola: Penan Tieto-Opus Ky.
- 3 Myyryläinen, Leevi. 2019. Rakennuksen elinkaari, energia ja kunto. Helsinki: Rakennustieto Oy.
- 4 Valtanen, Esko. 2019. Tekniikan taulukkokirja. 22. painos. Jyväskylä: Genesis-Kirjat Oy.
- 5 Energiatehokkaat pumpput. 2011. Verkkoaineisto. Motiva Oy. <https://www.motiva.fi/files/5343/Energiatehokkaat_pumpput.pdf>. Päivitetty 12.2011. Luettu: 22.3.2020.
- 6 Sahiluoto, Meri. 2018. Martinlaakson kaukolämpöpumppujen energiatehokkuuden tarkastelu ja optimointi. Insinöörityö. Metropolia Ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 7 Wirzenius, Allan. 1977. Keskipakopumput. 3., uudistettu painos. Tampere: Kustannusyhtymä.
- 8 Lassila & Tikanoja yrityksenä. 2020. Verkkoaineisto. Lassila & Tikanoja Oyj. <<https://www.lt.fi/fi/yritys>>. Päivitetty 14.2.2020. Luettu 3.3.2020.
- 9 Lassila & Tikanoja tilinpäätöstiedote 1.1.–31.12.2019. Verkkoaineisto. Lassila & Tikanoja Oyj. <https://assets.ctfassets.net/1ttjqd3b5295/6FDXbAxX05M846vtIEbFFH/5033aa4bccffb9b4eecab435d0f9ab7/LT_tilinp___t___stiedote_Q42019.pdf>. Päivitetty 29.1.2020. Luettu 26.3.2020.
- 10 Hannula, Niko. 2010. Pumppujen hyötysuhteen arviointi hankesuunnitteluvaiheessa. Insinöörityö. Metropolia Ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 11 Airaksinen, Juho. 2011. Keskipakopumppujen toimintapisteet ja pumppuvertailu. Insinöörityö. Savonia-ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 12 Keskipakopumpputyypit. 2019. Verkkoaineisto. Oy Grundfos Pumpput Ab. <https://fi.grundfos.com/content/dam/finnish/training-events/Ecademy/Basic%20principles/4010774_GSF_CM_Pumps_Task-5_centrifugal-pump>.

types_A4_3mmBleed_ART03_AT_ISOCoatedV2.pdf>. Päivitetty 1.11.2019. Luettu 13.3.2020.

- 13 Kavitaatio ja sen vaikutukset pumppuihin. 2018. Verkkoaineisto. Oy Grundfos Pumput Ab. <https://fi.grundfos.com/content/dam/finnish/training-events/Ecademy/Basic%20Hydraulics/GSF_Finland_Task3_Basic%20Hydraulics_V02.pdf>. Luettu 17.3.2020.
- 14 Energiatehokas pumppausjärjestelmä. 2009. Verkkoaineisto. Motiva. <https://www.motiva.fi/files/2419/Energiatehokas_pumppausj_rjestelm_.pdf>. Päivitetty 2009. Luettu 27.3.2020.
- 15 Lintumäki, Jesse. 2012. Kiertovesipumppujen säätö- ja ohjaustavat. Insinöörityö. Metropolia Ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.
- 16 Pump handbook. 2016. Verkkoaineisto. Grundfos Pumput Ab. <<https://www.grundfos.com/grundfos-for-engineers/featured-themes/Featured-theme-Pump-Handbook.html>>. Päivitetty 2016. Luettu 1.4.2020.
- 17 Käytännön ohjeita energiatehokkaan lämmitysjärjestelmän toteutukseen asuin-kerros- ja rivitaloihin. 2020. Verkkoaineisto. Oy Danfoss Ab. <<https://www.danfoss.com/fi-fi/campaigns/dhs/consulting-engineers-guide/#tab-overview>>. Päivitetty 2020. Luettu 3.4.2020.
- 18 Suunnittelijan opas. Kolmeks Oy
- 19 Koppanen, Ville. 2015. Säädettyjen sähkömoottoreiden vertailu. Insinöörityö. Tampereen ammattikorkeakoulu. Theseus-tietokanta.

Pumput, energialaskelmia

INSINÖÖRITYÖ: PUMPPUJEN ENERGIAHAKIUKUUS KÄYTTÖTILASSA											
Tilaaja: Järvi-Suomen Oyj Kohde: Valimatie 27 Hinnat on alv 0%									Sähkön hinta Laskettu alia pumpuille		0,1 EUR/kWh 15 Vuotta
Verkkotyyppi	Verkkokäyttö	L1 Lämmön kierto (pumpu P1)			L2 Lämmityksen pumpu P2			L3 Varmuuden pumpu P3			Sähkötys pumpu
Pumppu		Grundfos UPS 25-60 N 180	Grundfos UPS 25-60 N 180	Grundfos UPS 25-60 N 180	Grundfos MAGNA 32-120 F	Grundfos MAGNA 32-120 F	Grundfos MAGNA 32-120 F	Grundfos MAGNA 50-120 F	Grundfos MAGNA 50-120 F	Grundfos MAGNA 50-120 F	
Tilavuusvirta	dm³/s	0,2	0,2	0,2	1,93	1,93	1,93	3,71	3,71	3,71	
Nostokorkeus	kPa	35	35	35	80	80	80	93	93	93	
Käyttökäyttö	h/a	8790	8790	8790	6840	6840	6840	6840	6840	6840	
Putkilähtö	DN/G	G 1 1/2"	G 1 1/2"	G 1 1/2"	DN62	DN62	DN62	DN90	DN90	DN90	
Sähkötarve		3~	3~	3~	3~	3~	3~	3~	3~	3~	
Käyttökäyttövuosi	vuosi	2006	2006	2006	2006	2006	2006	2006	2006	2015	
Virta	A	0.19	0.19	0.19	0.61	0.61	0.61	2.3	2.3	2.3	
Teho	kW	0.04	0.04	0.04	0.14	0.14	0.14	0.33	0.33	0.33	
Energian kulutus	kWh/a	382.81	382.81	382.81	959.65	959.65	959.65	3618.36	3618.36	3613.14	
Energian kustannukset	EUR/a	38.28	38.28	38.28	95.97	95.97	95.97	361.84	361.84	361.314123	
Arvioidut kustannukset	EUR	790.63	790.63	790.63	1906.78	1906.78	1906.78	7189.51	7189.51	7178.14	
UFI numero		4615643	4612359	4612359	4615145	4612357	4612340	4615136	4610922	4613435	
Pumppu		Grundfos MAGNA3 25-60 N	Kalmeo NMT SAN Smart C 25-60/180	Wilo Stratos PICO 2 25/1-6	Grundfos MAGNA3 32-120 F 220 1-2/30V, PN6/10	Kalmeo NMT SMART C 25-100/180	Wilo Stratos MAXIO 32/05-12 PN10	Grundfos MAGNA3 50-150 F	Kalmeo L-SDH/45CB/50C	Wilo Stratos MAXIO 40/05-12 PN6/10	
Tilavuusvirta	l/s	0,2	0,2	0,2	1,93	1,93	1,93	3,71	3,71	3,71	
Nostokorkeus	kPa	35	35	35	80	80	80	93	93	93	
Käyttökäyttö	h/a	8790	8790	8790	6840	6840	6840	6840	6840	6840	
Putkilähtö	DN/G	G 1 1/2"	G 1 1/2"	G 1 1/2"	DN62	DN62	G 2"	DN90	DN60	DN 40	
Teho	kW	0.03	0.09	0.02	0.27	0.18	0.26	0.39	0.33	0.43	
Työ	Arviointi	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00	140,00	
Työt	Sähkötöiden	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	130,00	
Pumpun hinta (Estatinta)	EUR/00h	1045,00	800,00	632,00	1470,00	597,00	1797,00	2706,00	2567,00	2495,00	
Energian kulutus	kWh/a	232.11	788.40	194.03	1812.80	1231.20	1797.46	4030.13	3792.00	2936.41	
Energian kustannukset	EUR/a	23.21	78.84	19.40	181.28	123.12	179.74	403.01	379.20	293.64	
Kustannukset	EUR	1646.12	2679.82	1094.64	5791.86	3532.80	6011.22	12315.21	11536.90	9494.41	
Energiasäästö vuodessa	kWh/a	130.70	-405.59	188.78	-852.95	-271.55	-807.80	-411.77	-343.64	681.95	
Energiasäästö vuodessa	%	34.14	-105.95	49.31	-88.83	-28.30	-84.18	-11.38	-3.97	18.85	
Energian kustannussäästö vuodessa	EUR/a	19.80	-60.34	28.32	-127.94	-40.75	-121.17	-61.77	-12.55	102.29	
Hiljälähtöajankäytön vähentäminen yht.	kg	20.85	-64.08	29.83	-134.77	-42.90	-127.83	-65.06	-22.70	107.75	
Energian säästö yht.	kWh/a	1980.49	-6083.82	2831.87	-12794.22	-4073.22	-12117.06	-6176.52	-2134.60	10229.22	
Energian kustannukset alustettu yht.	EUR	199.31	-1116.19	297.99	-2415.08	-1038.82	-2907.44	-2419.70	-1780.39	188.10	
Kustannusten säästö yht.	EUR	-685.49	-1919.19	-534.01	-3885.08	-1625.82	-4104.44	-5125.70	-4347.39	-2304.90	